

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Zvyšování únosnosti ozubených kol převodovek
pro všeobecný průmysl**

**Loading Capacity Increasing of Gearboxes for
General Industry**

Disertační práce

Studijní program:	P2346 Strojní inženýrství
Studijní obor:	2302V019 Stavba výrobních strojů a zařízení
Školitel:	doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.
Doktorand:	Ing. Miroslav Burián

Ostrava, 2018

Anotace disertační práce:

BURIÁN, Miroslav. *Zvyšování únosnosti ozubených kol převodovek pro všeobecný průmysl*, Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, 123 stran, 77 obrázků, 26 tabulek, 4 přílohy. Školitel: doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Disertační práce se zabývá zvyšováním únosnosti ozubených kol převodovek pro všeobecný průmysl. Hlavním cílem je zjistit, jaké geometrické parametry ozubení mají vliv na zvyšování únosnosti.

Jsou představeny a popsány různé možnosti zvyšování únosnosti ozubených kol. U vybraných návrhů je proveden pevnostní výpočet ozubení. Dále je provedeno srovnání standardního a nestandardního profilu zubu. Srovnání bylo provedeno i pro vybraná ozubená kola z průmyslu. Na zvýšení únosnosti má vliv geometrie ozubení, např. vhodný korekční součinitel, šikmý tvar ozubení, součinitel trvání záběru profilu $\varepsilon_\alpha \geq 2$, šířka ozubení aj. Dále jsou představeny např. základní poruchy ozubených kol nebo nejběžněji používané zkoušky pro ozubená kola. Teoretické předpoklady byly následně ověřeny praktickými zkouškami v laboratořích. Práce popisuje přípravu laboratorní zkoušky pro jednotlivá ozubená kola z průmyslu.

Zjišťování únosnosti ozubených kol je možné provádět výpočtem životnosti (pevnostní výpočty např. podle ČSN, ISO, nebo MKP). Nebo je možné porovnat napětí v soukolích pomocí experimentu. V práci jsou popsány zkoušky, které se pro ozubená kola běžně používají. Bylo provedeno experimentální měření u vybraných ozubených kol a popsána zkouška, na které byla tato ozubená kola testována. Následně bylo provedeno zhodnocení výsledků práce a definované doporučení pro praxi.

123	stran v hlavní části
45	stran v příloze
4	přílohy
77	obrázků v hlavní části
31	obrázků v příloze
26	tabulek v hlavní části

Annotation of Dissertation Thesis:

BURIÁN, Miroslav. *Loading Capacity Increasing of Gearboxes for General Industry*, Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB-TU Ostrava, 123 pages, 77 figures, 26 tables, 4 supplements. Tutor: doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

The dissertation deals with increasing bearing capacity of the cogwheel of the gearbox for industry. The main purpose is detection which geometric parameters of gearing have influence on increasing bearing capacity.

There exist many possibilities of increasing bearing capacity of the cogwheel. The strenght enumeration of the gearing is done with the selected suggestion of solution. The next step is comparison of standard and non standard the cogwheel of industr. The comparison was made also for the selected cogwheel of industry. The geometry of gearing has influence of the increasing bearing capacity, e.g. the suitable corrective factor, the bevel gearing, the factor of mesh profile $\varepsilon_\alpha \geq 2$, the width of gearing etc. In the next section I present e.g. the basic disorders of cogwheel or the most common tests for the cogwheel. The theoretical premises were asubsequently verified by the practical tests in the laboratory. This dissertation describe the preparation of laboratory tests for the individual cogwheel of industry.

The detection of bearing capacity of cogwheel can be done by the enumeration of the time of used (the strenght enumerations e.g. by ČSN, ISO or MKP). Or the train of gears can be compared by experiment. In this dissertation I describe the tests which are commonly used for the cogwheel. The experimental measurements were made on the selected cogwheel and described test on which this cogwheel were tested. Then the evaluation of the results of the work and defined practice recommendations were made.

123	pages of the main part
45	pages of the annexe
4	annexe
77	illustration in the main part
31	illustration in the annexe
26	chart in the main part

Obsah

Seznam použitého značení, symbolů a zkratk	5
1 Úvod do dané problematiky	9
2 Přehled současného stavu problematiky	10
3 Cíle disertační práce.....	12
4 Typy a základní parametry ozubených převodů.....	13
4.1 Základní geometrické parametry standardního evolventního oz. profilu	13
4.2 Postup při návrhu ozubeného převodu.....	16
5 Možnosti zvýšení únosnosti ozubených kol.....	20
5.1 Parametry ovlivňující návrh geometrie.....	21
5.2 Normální modul m_n	21
5.3 Korekční součinitel	21
5.3.1 Porovnání korigovaného a nekorigovaného zubu.....	24
5.4 Minimální počet zubů bez podřezání, s korekcí a bez korekce	25
5.5 Podřezání paty zubu kola, interference, špičatost a skluzový poměr	26
5.5.1 Podřezání zubů.....	26
5.5.2 Interference	28
5.5.3 Špičatost	29
5.5.4 Skluzové poměry, měrný skluz.....	30
5.6 Čelní ozubené kolo se šikmým ozubením	30
5.7 Nestandardní evolventní	32
5.7.1 Ozubení HCR (ozubení s prodlouženým trváním záběru).....	33
5.8 Přesnost ozubení	38
5.9 Materiály ozubených kol	39
6 Parametry ozubení v převodovce, poškození zubů a optimalizace ozubení	40
6.1 Výběr velikosti převodu pro výpočet.....	41
6.2 Výpočet krouticích momentů a zachované parametry ozubení.....	44
6.3 Nestandardní HCR ozubení	45
6.3.1 HCR ozubení varianta A	45
6.3.2 HCR ozubení varianta B	47
6.3.3 HCR ozubení varianta C	48
6.3.4 Porovnání návrhů HCR ozubení	49
6.3.5 HCR ozubení varianta D	53
6.3.6 HCR ozubení varianta E	54
6.3.7 HCR ozubení varianta F.....	56

6.4	Možnosti poškození zubů	57
6.4.1	Únosnost ozubeného kola	59
6.4.2	Kontaktní únavová pevnost.....	60
6.5	Optimalizace SW DASY, Geometrie a pevnostního výpočtu CSNw	60
7	Zkoušky a laboratorní měření ozubených kol	63
7.1	Nejběžněji používané zkoušky ozubených kol	63
7.1.1	Běhové zkoušky	63
7.1.2	Pulsátorové zkoušky	63
7.1.3	Zkoušky kontaktní únavy	63
7.2	Zkoušky ozubení na VŠB-TU Ostrava	63
7.3	Ozubená kola pro zkušební zařízení	63
7.3.1	Parametry zkoušených ozubených kol	65
7.3.2	Výpočet ozubení pomocí software.....	66
7.3.3	Výpočet pomocí software pro standardní pastorek a kolo	70
7.3.4	Výpočet pomocí software pro pastorek a kolo.....	72
7.3.5	Srovnání výpočtů pro standardní a HCR ozubení.....	72
7.4	Laboratorní zařízení	74
7.4.1	Kontrola ozubení, obrázky zkoušeného ozubení	82
7.4.2	Výsledky testů standardního a HCR ozubení pro b=10 mm.....	86
7.4.3	Výsledky testů standardního a HCR ozubení pro b=6 mm.....	92
8	Závěr.....	104
8.1	Přínos pro vědní obor.....	107
8.2	Přínos pro praxi.....	107
8.3	Doporučení na další výzkum	108
9	Conclusions	109
9.1	Contribution for scientific discipline	112
9.2	Contribution for practice.....	113
9.3	Recommendation for further research	113
10	Použitá literatura:	115
11	Vlastní publikace	120
12	Doplňková činnost v rámci doktorského studia	121
12.1	Podíl na doplňkové činnosti školícího pracoviště, Centrum kompetence ...	121
12.2	Aktivity v rámci specifického vysokoškolského výzkumu (SGS)	121
12.3	Funkční vzorek, prototyp	122
13	Seznam příloh	123

Seznam použitého značení, symbolů a zkratk

ZNAČKA	VÝZNAM	JEDNOTKA
A_i	počátek záběru na hlavách pastorků a ozubených kol	-
B_i	vedlejší body záběru pastorků a ozubených kol	-
CSNw	software Pevnostní výpočet ozubení	-
DMK	software Diagram mezních korekcí	-
F_P	síla, která působí na páku (kolmo na povrch)	N
F_R	radiální zatížení	N
F_α	celková úchylka profilu	μm
F_β	celková úchylka sklonu zubu	μm
HB	tvrdost podle Brinella	-
HCR	High Contact Ratio, typ ozubení s dlouhými zuby	-
I_i	bod zvratu	-
JPL	Jet Propulsion Laboratory	-
LCR	Low contact ratio gears	-
M_{k1}	krouticí moment na vstupu	Nm
$M_{K1\text{max}}$	max. vstupní krouticí moment do převodovky MTC42A-210	Nm
M_{k2}	krouticí moment na druhém převodovém stupni	Nm
$M_{K2\text{max}}$	max. krouticí moment na druhém převodovém stupni převodovky MTC42A-210	Nm
$M_{K3\text{max}}$	max. výstupní krouticí moment z převodovky MTC42A-210	Nm
M_P	velikost předpětí u laboratorního zařízení	Nm
MTC	typ čelní převodovky vyráběné firmou TOS Znojmo	-
$N_{H\text{lim}}$	počet cyklů pro napětí na mezi únavy, odpovídá napětí $\sigma_{H\text{lim}}$ u Wöhlerovy křivky dle materiálu	cyklů
N_{Ki}	počet cyklů u Wöhlerovy křivky, praktický výpočet	cyklů
N_{wa}	počet cyklů, který odpovídá napětí σ_a u Wöhlerovy křivky	cyklů
N_{Wi}	počet cyklů u Wöhlerovy křivky, teoretický výpočet	cyklů
O_o	osa otáčení	-
P	valivý bod	-
$P_{1\text{max}}$	maximální výkon elektromotoru	kW
P_N	normální rozteč	mm
P_t	čelní rozteč	mm

R_e	mez kluzu	MPa
R_m	mez pevnosti	MPa
S_{Fi}	součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	-
S_{Hi}	součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boku zubu	-
S_m	provozní součinitel	-
Z_{NT}	mezní zatížení (kvazistatická únosnost)	-
a	výpočtová (teoretická) vzdálenost os ozubených kol	mm
a_w	osová vzdálenost pracovní	mm
b	šířka ozubení	mm
c_a	hlavová vůle	mm
c_a^*	jednotková (poměrná) hlavová vůle	-
d_{ai}	hlavová kružnice pastorku / kola	mm
d_{bi}	základní kružnice pastorku / kola	mm
d_{fi}	patní kružnice pastorku / kola	mm
d_i	roztečná kružnice pastorku / kola	mm
e	šířka zubní mezery	mm
$f_{H\alpha}$	úchylka profilu	μm
$f_{H\beta}$	úchylka sklonu boku zubu	μm
$f_{f\alpha}$	úchylka tvaru evolventy	μm
$f_{f\beta}$	úchylka tvaru sklonu zubu	μm
h	výška zubu	mm
h_a	výška hlavy zubu	mm
h_a^*	jednotková (poměrná) výška hlavy zubu	-
h_f	výška paty zubu	mm
h_f^*	jednotková (poměrná) výška paty zubu	-
i	převodový poměr	-
$i_{1,2}$	převodový poměr mezi koly 1 a 2, jednostupňový převod	-
$i_{1,4}$	převodový poměr mezi koly 1 až 4, dvoustupňový převod	-
$i_{1,6}$	převodový poměr mezi koly 1 až 6, třístupňový převod	-
l_p	délka ramene páky, vzdálenost mezi silou F_p a osou hřídele	mm

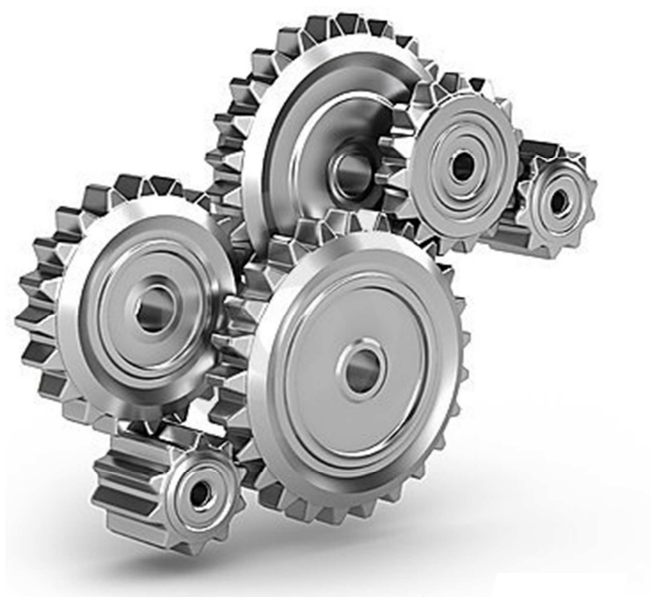
m_n	normální modul	mm
m_t	čelní modul	mm
n_1	otáčky na vstupu do převodovky, první stupeň	min^{-1}
n_2	otáčky na druhém převodovém stupni	min^{-1}
n_3	jmenovité otáčky výstupní z převodovky MTC42A-210	min^{-1}
r_f	zaoblení paty zubu	mm
r_f^*	jednotkový (poměrný) rádius paty	-
r_i	poloměry dílčích členů	mm
s	tloušťka zubu	mm
s_a	šířka zubu na hlavové kružnici	mm
s_{amin}	minimální šířka zubu na hlavové kružnici	Mm
q_H	exponent šikmé větve Wöhlerovy křivky	-
x	jednotkové posunutí, korekce	-
$+x$	kladná (pozitivní) korekce	-
$-x$	záporná (negativní) korekce	-
x_Σ	suma korekcí	-
Δy	poměrné přisunutí kol	mm
z_i	počet zubů ozubených kol	zubů
z_p	prakticky mezní počet zubů	zubů
z_T	teoretický počet zubů	zubů
z_{min}	teoretický mezní počet zubů	zubů
z_Σ	suma počtů zubů	zubů
α_n	normální úhel profilu (záběru)	°
α_t	čelní úhel záběru	°
α_{tw}	čelní úhel záběru pracovní	°
β	úhel sklonu zubu na roztečném válci	°
ε_α	součinitel trvání záběru profilem	-
ε_β	součinitel trvání záběru krokem	-
ε_γ	celkový součinitel trvání záběru	-
η_c	celková účinnost mezi vstupem a výstupem (zahrnuje účinnost převodu, mazání, ložisek aj.)	-
$\eta_{c1,2}$	celková účinnost převodů	-

$\rho_{1,2}$	poloměry křivosti evolventy v obecném bodě	mm
σ_a^{qH}	amplitudy napětí σ_a pro určitý počet cyklů	MPa
σ_F	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	MPa
$\sigma_{F \max}$	největší místní ohybové napětí v patě zubu	MPa
$\sigma_{F \max 1}$	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	MPa
σ_{FP}	přípustné napětí v ohybu	MPa
$\sigma_{FP \max}$	přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	MPa
$\sigma_{FP \max 1}$	dovolené napětí při ohybu	MPa
$\sigma_{H \max i}$	napětí v dotyku (Herzův tlak) ve valivém bodě	MPa
σ_H	napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě	MPa
$\sigma_{H \lim}$	mez únavy, které odpovídá $N_{H \lim}$ u Wöhlerovy křivky, odpovídá bodu zlomu u Wöhlerovy křivky	MPa
$\sigma_{H \max}$	největší napětí v dotyku	MPa
$\sigma_{HP \max}$	přípustné napětí v dotyku při největším zatížení	MPa
$\sigma_{HP \max i}$	dovolené napětí při dotyku	MPa
σ_{HP}	přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak), bod na Wöhlerově křivce šikmá část	MPa
σ_{Wi}^q	napětí u Wöhlerovy křivky, teoretický výpočet	MPa
ω_i	úhlová rychlost členů	rad.s ⁻¹
Index ₁	index pro pastorek	-
Index ₂	index pro ozubené kolo	-

1 Úvod do dané problematiky

Ozubená kola jsou nejrozšířenější strojní mechanismy a po technické stránce jsou nepostradatelná. Velikost průměru ozubených kol se pohybuje od několika mm až do velikosti několika metrů. Neustále jsou kladeny čím dál vyšší nároky na menší hlučnost, menší vibrace a hlavně na vyšší životnost a únosnost ozubených kol. Tohoto lze dosáhnout také přesnějšími stroji na výrobu ozubení. Zvyšováním únosnosti ozubených kol se zabývá tato práce. Ozubené soukolí je možné vidět na obr. 1.1.

Je velmi obtížné navrhovat sériově vyráběnou převodovku tak, aby splňovala všechny dané parametry. Velmi záleží, kde se bude tato převodovka v budoucnu používat. Je velmi rozdílné, jestli převodovka bude použita na pásovém dopravníku, pro pohon důlních strojů nebo pro jiný účel. Výrobci průmyslových převodovek preferují typizované řady. Tyto řady poskytují velké množství převodových poměrů při zachování stejné velikosti převodové skříně.



Obr. 1.1 - Ozubené soukolí [38]

2 Přehled současného stavu problematiky

Pod pojmem únosnost ozubených kol se rozumí schopnost ozubeného soukolí přenášet zatížení při daných provozních podmínkách. Existují dva standardizované návrhy na výpočet a výrobu ozubení. První je metrická soustava ISO, u které se při návrhu ozubení používá velikost modulu a počet zubů. Druhá soustava je v současné době používána v USA. Zde se pro návrh ozubení používá roztečný průměr a počet zubů. Ozubená kola (metrická a americká soustava) nemohou být společně v záběru. Před samotnou výrobou ozubení musí být realizován výpočet ozubení. Ten musí vyhovovat a být proveden např. dle pevnostního výpočtu čelních a kuželových ozubených kol České státní normy ČSN 01 4686. Tato norma uvádí postup při kontrolním výpočtu geometrie ozubení, dále se zabývá zjednodušeným kontrolním výpočtem na ohyb a na dotyk. [11] [12] [25] [37] [45]

Zákazník požaduje kvalitu, ale za cenu, kterou je ochoten zaplatit. S tímto problémem se potýkají všichni výrobci, ať už se jedná o strojírenství či jiný průmysl. Existují různé metody jak zvýšit únosnost ozubených kol. Touto problematikou se zabývá tato práce. V minulosti byly napsané a publikované různé práce, které se zabývaly únosností a životností ozubených kol. S poznatky, které jsou uvedeny v literaturách (některé jsou níže specifikovatelné) byly čerpány některé informace pro tuto práci. Jednalo se např. o:

- většina poznatků o evolventních ozubených kolech i o zvýšení únosnosti jsou popsány v knize od pana Šalamouna. Autor popisuje velmi podrobně jednotlivé poznatky o ozubení a mnoho jiných autorů z této publikace čerpá další poznatky pro své publikace, [32]
- modifikací evolventního ozubení a vlivu na životnost ozubení se věnoval pan Brož, který experimentálně ověřil vliv modifikace boční křivky na únosnost ozubených kol. Věnoval se jak standardnímu ozubení, tak i HCR ozubení, [3]
- únosností a deformací nitridovaných ozubených kol se věnoval v různých pracích pan Linhart, který poznatky práce obhajoval na různých konferencích, přednáškách a v různých knihách, [17] [18]
- zvýšení únosností ozubených kol lze provést také pomocí povlakování. Tímto problémem se zabýval pan Fedák a pan Bošanský, [5]
- ozubená kola mohou být i z tvárné litiny. O vlivu únavové pevnosti a kontaktní únosnosti na ozubená kola z litiny s netvrzenými boky je možné se dočíst ve zprávě od pana Furbachera, [6]
- zkouškami únosností v ohybu pro ozubená kola velkých modulů je věnovaná práce pana Hanáka, [7]

- únavovými zkouškami ozubených kol, metodikou a vyhodnocením únavových zkoušek se zabýval pan Maršálek. Na tuto problematiku publikoval jak diplomovou, tak i disertační práci. Toto téma obhájoval na různých konferencích a provedl i několik funkčních vzorků na toto téma, [19] [20]
- pan Moravec se věnoval celý život ozubeným kolům, např. posouzení únosnosti ozubených kol pulsátorovými zkouškami, nebo únosnost cyklicky zatěžovaných součástí v pohonech strojů, či běhovým únavovým zkouškám evolventního soukolí s trváním záběru $\varepsilon_\alpha = 2$ aj. Většina prací je pro výzkumná centra, nebo z různých konferencí a na únosnost byla napsaná i habilitační práce, [22] [23] [24] [25] [26]
- kovaným převodům se věnoval pan Silbernagel, který na toto téma publikoval disertační práci. V práci je možné vidět různé formy tváření ozubených kol, včetně výpočtů a vlivu jednotlivých parametrů na hluk a únosnost ozubení, [30]
- výpočtu napjatosti pro různé tvary nestandardních ozubených kol metodou konečných prvků je věnovaná disertační práce pana Tomáše Havlíka. Disertační práce navazuje na předchozí diplomovou práci autora, [8]
- životnostním zkouškám skříní převodovek a jejich ozubeným kolům se věnuje habilitační práce pana Jiřího Havlíka. V práci jsou popsány metody vyhodnocení životnosti pomocí různých postupů. [9]

Cíle disertační práce jsou popsány v následující kapitole.

3 Cíle disertační práce

Cílem disertační práce je zjistit, jaké parametry mají vliv na zvyšování únosnosti čelních ozubených kol převodovek pro všeobecný průmysl.

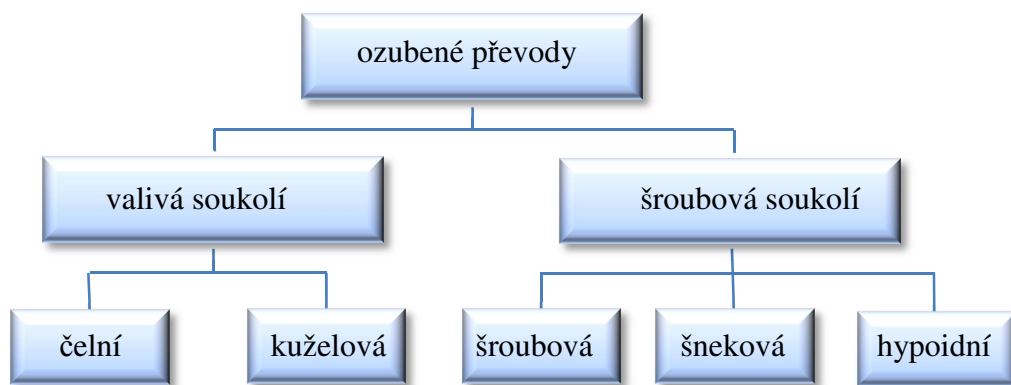
Cílem disertační práce je:

- 1) popsat různé možnosti zvyšování únosnosti ozubených kol pomocí jejich geometrických parametrů,
- 2) posoudit u vybrané převodovky možnosti zvyšování únosnosti ozubení pomocí geometrických parametrů. U této převodovky popsat analýzu únosnosti pro standardní a nestandardní profil ozubení,
- 3) stanovit postup experimentálních zkoušek na ozubených kolech a tento postup ověřit na několika zkušebních vzorcích.

4 Typy a základní parametry ozubených převodů

Pod pojmem ozubený převod se rozumí převod, který přenáší mechanickou energii a otáčivý pohyb z jednoho hřídele na druhý. Ozubený převod tvoří hnací a hnané kolo. Menší se nazývá pastorek a větší kolo. U jednoduchého převodu jsou v záběru dvě ozubená kola a u složeného jsou v záběru dva a více párů ozubených kol. Ozubená kola mohou přenášet velmi malé síly (např. v hodinkách) nebo velké síly (momenty, výkony), např. u stavebních strojů. Ozubený převod může být použitý i na malé vzdálenosti jednotlivých os hřídelí. Existují různé typy převodů, které se liší druhem profilové křivky, převodovým poměrem, vzájemnou polohou os, tvarem zubů aj. Některé tyto typy jsou popsány v této práci a v příloze B.

Norma ČSN 01 4602 definuje pojem „ozubení“ jako geometrický a kinematický vztah zubů dvou spoluzabírajících a na sebe vzájemně působících ozubených kol soukolí. Ozubené převody jsou nejvíce rozšířené. Jejich rozdělení je podle obr. 4.1. [2] [12] [14] [15]



Obr. 4.1 – Rozdělení ozubených převodů

V příloze B je možné se dočíst o rozdělení ozubení podle:

- vzájemné polohy os ozubených kol,
- druhu profilové křivky,
- tvaru boční křivky ozubení,
- změny vstupních otáček.

Tato disertační práce se **zabývá výhradně čelními evolventními převody**. [16]

4.1 Základní geometrické parametry standardního evolventního ozubeného profilu

Pod pojmem „základní profil u evolventního ozubení“ se rozumí základní hřeben ozubení, zobrazen na obr. 4.2. Tento základní profil ozubení je normalizován dle ČSN 01

4607. Existuje určitá geometrická podobnost profilů, tato podobnost je určena jedinou číselnou hodnotou a tou je modul m_n (normální modul, podle normy ČSN 01 4602 se označuje také jako „ m “). Tzn., že všechny geometrické parametry ozubeného kola je možno spočítat pomocí jednoho parametru – modulu. Spolu zabírající kola musí mít stejný modul. Jednotlivé moduly jsou normalizované a jsou určeny dle normy ČSN 01 4608. Modul je podíl roztečné kružnice připadající na jeden zub. Pojem „poměrná (poměrný)“ je možné vysvětlit na vzorcích na další stránce. Např. „poměrná výška hlavy zubu“ je poměr mezi skutečnou výškou hlavy zubu a modulem. [49] [50] [51]

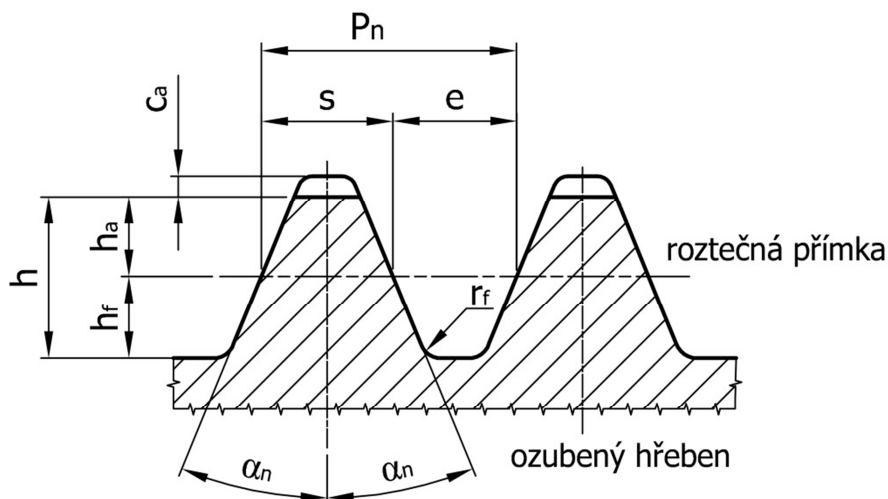
Základní geometrické parametry **standardního ozubeného kola** (základní profil - ZP) musí splňovat podle ČSN 01 4607, ČSN 01 4602 tyto požadavky (platí pro obě kola - ozubené soukolí): [49] [50]

- jednotková (poměrná) výška hlavy zubu $h_a^* = 1$,
- jednotková (poměrná) výška paty zubu $h_f^* = h_a^* + c_a^* = 1 + 0,25 = 1,25$,
- jednotková (poměrná) hlavová vůle $c_a^* = 0,25$,
- jednotkový (poměrný) radius paty $r_f^* = 0,38$,
- normální úhel profilu (záběru) $\alpha_n = 20^\circ$.

Jestliže je jeden, nebo více z těchto parametrů odlišných, potom se jedná o tzv. nestandardní ozubení. Místo pojmu „jednotková (-ý)“ se používá dle normy ČSN 01 4602 pojem „poměrná (-ý)“ nebo „součinitel“ (např. součinitel výšky hlavy zubu).

U jednotkové výšky hlavy zubu se používají typy:

- s běžnou výškou hlavy $h_a^* = 1$,
- se sníženou výškou hlavy $h_a^* < 1$,
- se zvýšenou výškou hlavy $h_a^* > 1$.



Obr. 4.2 – Základní profil evolventního ozubení (ozubený hřeben)

U standardního evolventního ozubeného profilu (základní, bez korekce, přímé zuby) platí dle normy ČSN 01 4607 [50] (podle obr. 4.2):

Výška hlavy zubu	$h_a = h_a^* \cdot m_n = m_n$
Výška paty zubu	$h_f = h_f^* \cdot m_n = m_n + c_a = 1,25 \cdot m_n$
Hlavová vůle	$c_a = c_a^* \cdot m_n = 0,25 \cdot m_n$
Výška zubu	$h = h_a + h_f = m_n + 1,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot m_n$
Normální rozteč	$P_N = \pi \cdot m_n$
Šířka zubní mezery	$e = \frac{P_n}{2} = \frac{\pi \cdot m_n}{2}$
Tloušťka zubu	$s = \frac{P_n}{2} = \frac{\pi \cdot m_n}{2}$
Zaoblení paty zubu	$r_f = r_f^* \cdot m_n = 0,38 \cdot m_n$

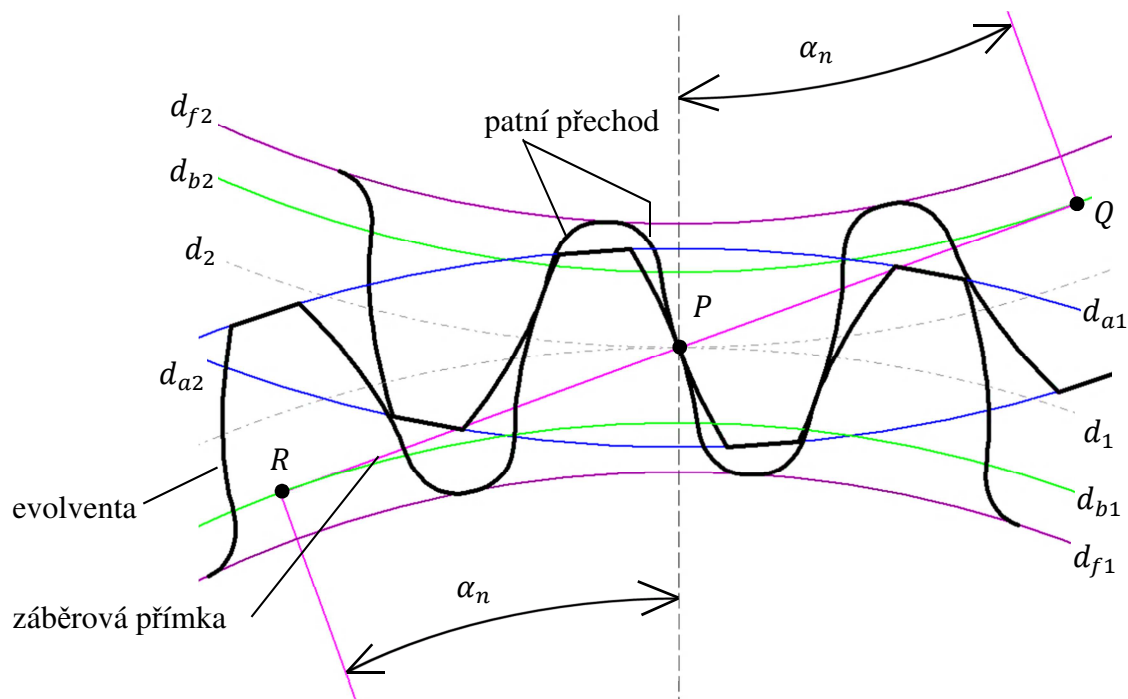
Význam některých veličin: [49]

- výškou zubu „ h “ se rozumí radiální vzdálenost mezi hlavovou a patní kružnicí,
- výškou hlavy zubu „ h_a “ je myšlena radiální vzdálenost mezi roztečnou a hlavovou kružnicí,
- výškou paty zubu „ h_f “ je myšlena radiální vzdálenost mezi roztečnou a patní kružnicí kola,
- šířkou zubní mezery „ e “ je myšlen prostor mezi protilehlými boky dvou sousedních zubů,
- tloušťkou zubu „ s “ je myšlena vzdálenost mezi nestejnolehlými boky zubu hřebene na čelní rovině,
- hlavová vůle c_a – jedná se o vzdálenost patní kružnice jednoho kola od hlavové kružnice druhé kola,
- normální rozteč P_N se rozumí vzdálenost mezi dvěma stejnohlými profily dvou sousedících zubů. Při měření základního profilu se měří na roztečné přímce, při měření na ozubeném kole se měří na oblouku roztečné kružnice.

Průměry jednotlivých kružnic ozubeného kola (bez korekce), jsou dle obr. 4.3. Indexem 1 je označeno hnací ozubené kolo, indexem 2 – označeno hnané ozubené kolo. Tento obrázek byl vytvořen pomocí katedrálního softwaru Profil. [61]

Kde jednotlivé veličiny znamenají:

d_{a1}, d_{a2} – hlavová kružnice, d_1, d_2 – roztečná kružnice
 d_{f1}, d_{f2} – patní kružnice, d_{b1}, d_{b2} – základní kružnice
 α_n – normální úhel profilu



Obr. 4.3 – Základní průměry ozubeného kola [49]

Normální úhel záběru α_n , zobrazený na obr. 4.3, představuje ostrý úhel, který je mezi záběrovou přímkou (jedná se o společnou tečnu k základním kružnicím) a přímkou vedenou ze středů pastorku a kola. Výpočet jednotlivých průměrů u ozubeného kola a teoretické vzdálenosti je možné spočítat dle:

- průměr roztečné kružnice $d = z \cdot m_n$,
- průměr hlavové kružnice $d_a = d + 2 \cdot h_a = z \cdot m_n + 2 \cdot m_n$,
- průměr patní kružnice $d_f = d - 2 \cdot h_f = z \cdot m_n - 2,5 \cdot m_n$,
- průměr základní kružnice $d_b = d \cdot \cos \alpha_n = z \cdot m_n \cdot \cos \alpha_n$,
 (základní kružnice je kružnice, po níž se valí tvořící přímka, na které leží bod vytvářející profil zubu) [49]
- výpočtová (teoretická) vzdálenost os ozubených kol $a = 0,5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot m_n$.

4.2 Postup při návrhu ozubeného převodu

Při postupu návrhu ozubeného převodu je potřeba zohlednit určité parametry. Typické příklady jsou uvedeny v této kapitole. [13] [15] [16] [21] [31]

a) Funkční požadavek ozubených kol

Aby vzniklo ozubené kolo, musí být (po celém obvodu) celý počet rovnoměrně rozložených zubů (tzn. celé číslo počtu zubů). Boky zubů, které jsou vedle sebe, musí být vzdáleny o stejnou hodnotu.

b) Hlavní a vedlejší funkce

Hlavní funkce ozubeného převodu jsou předem dány. Jedná se o požadavky z hlediska výkonu, otáček na vstupu a výstupu, celkového převodového poměru aj.

Vedlejší funkce jsou volitelné, záleží na konkrétním případě. Jedná se o životnost, přesnost ozubení, technologické a ekonomické hledisko, přání zákazníků aj.

c) Volba druhu převodu

Možnost volby druhu převodu, uspořádání aj., je uvedeno v příloze B a na dalších stránkách disertační práce. Převodovka musí být připojena k motoru nebo k pracovnímu stroji.

d) Převodový poměr

Převodový poměr je základní charakteristikou dvou ozubených kol. Existují 2 typy převodového poměru:

- převod do pomala $i > 1$ (viz kap. B4 v příloze B – jedná se o převodovku),
- převod do rychla $i < 1$ (viz kap. B4 v příloze B – jedná se o multiplikátor).

Převodový poměr do pomala i do rychla se spočítá podle stejného vzorce 4.1. Indexem 1 je označen hnací člen (pastorek). Indexem 2 je označen hnaný (poháněný) člen (kolo).

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{M_{k2}}{M_{k1} \cdot \eta_C} \quad (4.1)$$

Význam jednotlivých veličin:

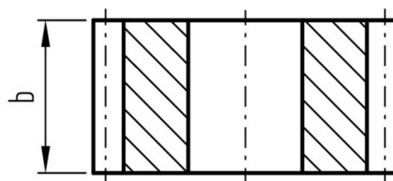
- | | |
|---|--------------------------------------|
| ω_1, ω_2 – úhlová rychlost členů, | n_1, n_2 – otáčky členů, |
| z_1, z_2 – počet zubů ozubených kol, | r_1, r_2 – poloměry dílčích členů, |
| d_1, d_2 – roztečné průměry dílčích členů, | |
| M_{k1}, M_{k2} – krouticí moment na vstupu, výstupu, | |
| η_C – celková účinnost mezi vstupem a výstupem (zahrnuje účinnost převodu, mazání, ložisek aj.). | |

Celkový převodový poměr se rozdělí do jednotlivých převodových stupňů (pokud se jedná o vícestupňový převod). Možnost volby převodového stupně (záleží na konkrétním případě):

- jednostupňový převod $i_{1,2} \leq 6$,
- dvoustupňový převod $i_{1,4} \leq 35$,
- třístupňový $i_{1,6} \leq 150$.

e) Volba šířky ozubení

Šířka ozubení se označuje „b“, viz obr. 4.4. Jedná se největší vzdálenost mezi čelními plochami zubů (u čelního ozubeného kola se měří na přímce rovnoběžné s osou). S větší šířkou ozubení se zvyšuje únosnost ozubení. Široká ozubená kola musí mít přesnou a tuhou konstrukci hřídelů, ložisek a skříně. Šířka jednoho z kol (většinou pastorku) se volí širší než šířka druhého kola (ozubené kolo). Činná plocha (pracovní) je společná šířka ozubených kol (menší šířka kola).



Obr. 4.4 – Kóta šířky ozubení u ozubeného kola

f) Volba materiálu

Obecně se pastorek volí s vyšší tvrdostí a pevností než ozubené kolo. Tato disertační práce se prioritně nezabývá volbou materiálu ozubených kol.

g) Volba počtu zubů pastorku

S rostoucím počtem zubů roste součinitel trvání záběru profilem ε_α , viz kap. 5.7.1. S tím souvisí i rovnoměrnost a tichost chodu, únosnost povrchu, odolnost proti zadírání a opotřebení. Nevýhodou je zvětšování rozměru převodu. Při malém počtu zubu dojde k podřezání zubu, viz kap. 5.5.1 a špičatosti zubu, viz kap. 5.5.3.

Volba počtu zubů na pastorku a na kole by neměla být sudá (pro obě kola), nebo lichá (pro obě kola). Tzn. např. počet zubů na pastorku je lichý a počet zubů na kole je sudý. To stejné platí i opačně. Tato volba je nutná vzhledem k nerovnoměrnému záběru, opotřebení, vibrací a hlučnosti.

h) Předběžný výpočet normálního modulu

Předběžný výpočet lze provést např. podle normy ČSN 01 4686 – část 4 nebo pomocí SW Modul. U předběžného výpočtu modulu se zohledňuje vliv ohybu a dotyku. Modul se potom zaokrouhlí např. na normalizovanou hodnotu modulu podle ČSN 01 4608. [51] [60]

i) Volba základního profilu a posunutí profilu

Základní profil je dán normou ČSN 01 4607, viz kap. 4.1. Tento normalizovaný profil se používá kvůli normalizaci nástrojů. Posunutí profilu, korekce je uvedeno v kap. 5.3. [50]

j) Výpočet rozměrů ozubení

Záleží na konkrétním ozubení. Provádí se podle norem a je možné výpočet provést analyticky nebo pomocí SW např. „Geometrie“. [59]

k) Konstrukční návrh ozubených kol

Podle zjištěných rozměrů se určí velikost ozubeného kola. Používají se různé konstrukční úpravy, které závisí na velikosti kola, na zvýšení tuhosti aj.

l) Pevnostní výpočet ozubení

Je dána normou, např. ČSN 01 4686. [52]

m) Ovlivnění ceny

Cena ozubeného kola je ovlivněna např. způsobem výroby, počtem vyráběných ozubených kol, materiálem, konstrukcí aj. Nesmí docházet ke snížení tuhosti vlivem snižování hmotnosti a rozměru ozubeného kola.

5 Možnosti zvýšení únosnosti ozubených kol

Neustále se zlepšují a rozšiřují poznatky pro výpočet ozubených kol. Rozšiřují se také přesné obráběcí stroje a nástroje na výrobu ozubení. Životnost ozubeného kola je přímo úměrná kvalitě výroby ozubení. Pomocí různých experimentů a zkušeností výrobců ozubených kol bylo dokázáno, že vlivem snižování hluku a vibrací se zvýší únosnost ozubení. [11] [15] [25] [28] [29] [40] [43]

Zvyšování únosnosti lze dosáhnout např. pomocí: [11] [15] [25] [28] [29]

- vhodného korekčního součinitele – kap. 5.3,
- změny tvaru zubů nestandardního ozubením:
 - u evolventního ozubení se využívá jiný úhel záběru α_n ,
 - u evolventního ozubení se zvětší součinitel trvání záběru profilu $\varepsilon_\alpha \geq 2$, kap. 5.7.1,
 - ozubení Novikovo,
- šikmého tvaru ozubení – kap. 5.6,
- materiálem ozubeného kola – kap. 5.9,
- šířky ozubeného kola – kap. 4.2 e),
- kalení povrchu boku zubů – zvýšení pevnosti zubů v dotyku (cca 3 krát až 10 krát), u cementovaných, někdy nitrocementovaných ozubených kol se po chemicko-tepelném zpracování, jako dokončovací operace pro boky zubů, používá broušení, brusné ševingování nebo lapování,
- dokončovacích operací pro boky zubů - používá se broušení, brusné ševingování nebo lapování boku zubů,
- nitridování, karbidování, nitrocementování – zvýšení pevnosti kol, které nejsou kalená, po chemicko-tepelném zpracování se boky zubů dále neopravávají,
- kuličkování přechodu paty zubu – zvýšení únosnosti zubu v ohybu (hlavně u ozubených kol zušlechtěných, nebo kalených).

Způsob zjišťování únosnosti ozubených kol:

- výpočtem životnosti – pevnostní výpočet ČSN, ISO ... MKP ... software,
- porovnání napětí v soukolích pomocí experimentu.

Práce se dále zabývá čelními koly s evolventním ozubením a vlivem geometrie standardní a HCR ozubení.

5.1 Parametry ovlivňující návrh geometrie

V následujících kapitolách jsou popsány některé parametry, které ovlivní geometrii ozubeného kola, např.:

- modul – kap. 5.2,
- šířka ozubení – kap. 4.2.e) ,
- sklon zubů β – jedná se o tzv. šikmé ozubení, kap. 5.6,
- korekční součinitel – kap. 5.3,
- poměrné hodnoty ovlivňující výšku hlavy, výšku paty, rádius paty – viz kap. 4.1,
- úhel profilu – kap. 4.1 aj.

5.2 Normální modul m_n

V následujících bodech jsou uvedeny základní poznatky o modulu.

- jedná se o základní veličinu ozubených kol,
- spoluzabírající kola musí mít stejný modul,
- ostatní parametry ozubeného kola, viz kap. 4.1, jsou odvozeny od modulu,
- používá se v zemích, které mají metrickou soustavu měrných jednotek (např. v Evropě),
- společně s počtem zubů se používá pro standardizovaný návrh na výpočet ozubení (označuje se jako metrická soustava ISO), jak je vidět např. v kap. 4.1,
- velikost normálních modulů m_n je standardizována normou např. ČSN 01 4608, kvůli standardizaci nástrojů a měřidel. Používají se i nestandardizované moduly, např. v automobilovém průmyslu (velkosériová výroba), [51]
- roztečný normální modul zubů (který se používá jako výpočtový) je stejný s normálním modulem základního profilu, viz kap. 4.1,
- v některých literaturách se normální modul m_n označuje jako m (stejný význam).

5.3 Korekční součinitel

Vlivem korekce se roztečná přímka základního profilu posune na vnitřní nebo na vnější stranu roztečné kružnice ozubeného kola. Kvůli tomuto posunu se mění profil a rozměry ozubeného kola. Používá se hlavně u kol s přímými a šikmými zuby. Před samotnou korekcí je nutné splnit funkční požadavky (kap. 4.2.a) a následně lze soukolí optimalizovat pomocí korekcí. Použitím korekce se nemění evolventa a základní kružnice. Při použití korekčního součinitele (u soukolí) vznikne tzv. „korigované soukolí“. Nekorigované

soukolí se v dnešní době u průmyslových převodovek téměř nevyskytuje. Touto problematikou se zabývala spousta autorů odborné literatury, např. [11] [12] [21] [28]

Typické příklady přínosu korekce: [4] [15] [25] [26]

- větší únosnost na dotyk, ohyb, u kladné korekce,
- modifikace osové vzdálenosti,
- výroba kol s malým počtem zubu,
- zamezit podřezání paty ozubeného kola (u malého počtu zubů) – kap. 5.4,
- zamezit špičatosti – kap. 5.5.3,
- možnost většího součinitele záběru profilu,
- menší vibrace a hluchnost,
- vyrovnaní měrných skluzů – kap. 5.5.4 aj.

Když je hodnota korekce:

- kladná $+x$ (pozitivní), potom se posune základní profil od středu ozubeného kola (pro vnější ozubení), pro vnitřní ozubení obráceně (při kladné korekci se posune základní profil ke středu ozubeného kola),
- záporná $-x$ (negativní), základní profil se posune ke středu kola (pro vnější ozubení), pro vnitřní ozubení obráceně (při záporné korekci se posune základní profil od středu ozubeného kola).

Optimální podmínky korekčního součinitele lze určit např. z diagramu mezních korekcí. Diagram je tvořen různými křivkami. Každá z nich představuje určité mezní vlastnosti ozubeného soukolí. Tyto korekce mohou být zjištěny pomocí různých tištěných diagramů (nevýhoda omezující rozsah) nebo pomocí softwaru např. „Diagram mezních korekcí“.

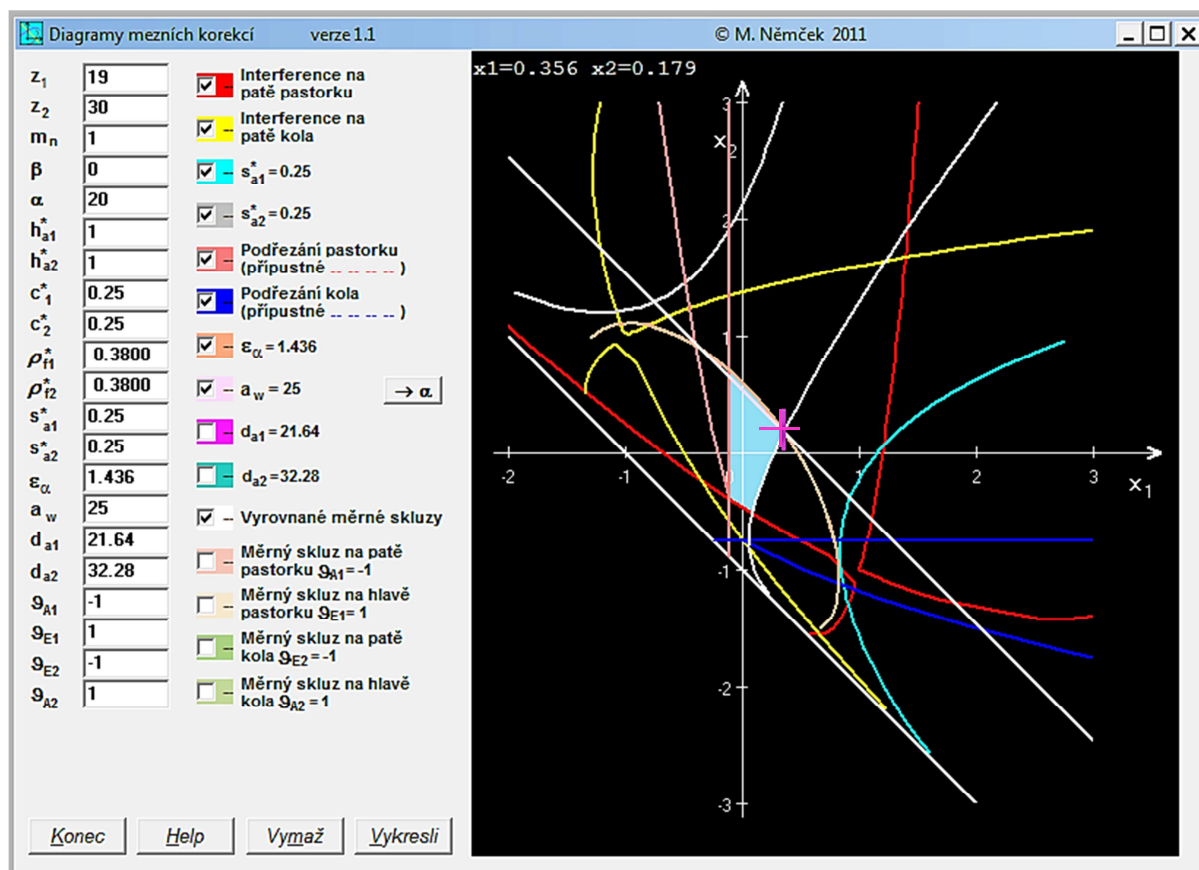
Na katedře Částí a mechanismů strojů je přístupný software DMK, který řeší mezní korekce. Na obr. 5.1 je ukázka z toho programu DMK. Zvýrazněná plocha představuje všechny základní podmínky existence korekcí. Jednotlivé křivky představují mezní vlastnosti soukolí (určité geometrické a záběrové vlastnosti soukolí). Výhodné je použít k výpočtu software, protože výpočet lze realizovat pro různé parametry ozubeného pastorku i kola. [15] [21] [25] [58]

Hlavními omezujícími křivkami jsou:

- vyrovnaní měrných skluzů,
- součinitel trvání záběru profilem ε_α ,
- mezní špičatost pastorku a kola.

Na obr. 5.1 je zvýrazněn také kříž, který určí optimální řešení korekcí pastorku a kola. Vhodná volba korekce ozubení ovlivňuje i:

- ohybovou pevnost zubů,
- odolnost proti opotřebení boku zubů,
- dotykovou pevnost boku zubů (odolnost proti pittingu).



Obr. 5.1 – Ukázka diagramu mezních korekcí DMK pro vnější soukolí [58]

Hodnota (velikost) posunutí se vypočítá ze vztahu (5.1):

$$x \cdot m_n \quad (5.1)$$

x – jednotkové posunutí

m_n – modul nástroje

Výpočet velikosti korekce lze určit také dle Meritta. Tato metoda zohledňuje lepší tvar a pevnost zubů ozubeného kola. Vypočítá se dle vzorců (5.2), (5.3). Výsledkem jsou dvě hodnoty korekce, pro další použití se vezme hodnota větší korekce.

$$x = 0,4 \cdot \left(1 - \frac{z_1}{z_2}\right) \quad (5.2)$$

$$x = 0,02 \cdot (30 - z_1) \quad (5.3)$$

Druhy korekcí u ozubených kol:

- ozubené kolo +V - s kladným posunutím profilu (kladná korekce),
- ozubené kolo -V - se záporným posunutím profilu (záporná korekce),
- ozubené kolo N - jedná se o kolo bez posunutí základního profilu, tzv. normální.

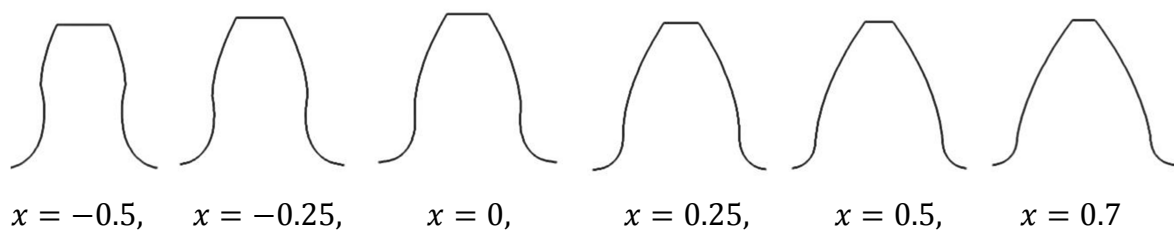
U korekce V má hnací ozubené kolo většinou větší korekci než hnané.

Jednotkové posunutí lze rozdělit u **ozubeného soukolí** na: [49]

- N
 - používá se pro malé výkony, jednostupňové převody,
 - bez posunutí, bez korekce (běžné, nekorigované - nemění se osová vzdálenost, nemění se rozměry zubů),
 - je složeno ze dvou ozubených kol N,
$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0, x_1 = x_2 = 0$$
- V
 - používá se pro větší výkony,
 - jedná se o korigované ozubení, které je složeno ze dvou ozubených kol typu V, nebo z ozubených kol typu V a N,
$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 \neq 0$$
 - u jednotkového posunutí typu V se rozeznávají 2 druhy posunutí:
+V, kde $x_{\Sigma} > 0$
-V, kde $x_{\Sigma} < 0$
- VN
 - používá se pro střední a vyšší výkony,
 - s vyrovnaným posunutím, korigované,
 - speciální případ soukolí V, velikost vysunutí výrobního nástroje z pastorku má stejnou velikost jako velikost zasunutí do kola (nemění se osová vzdálenost),
 - pastorek má korekci +V, kolo -V
$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0, \quad x_1 = -x_2$$

5.3.1 Porovnání korigovaného a nekorigovaného zubu

U korigovaného kola se změní velikost patní a hlavová kružnice. Roztečná a základní kružnice zůstávají nezměněné. Jak již bylo výše zmíněno, korekce může být použita pro dosažení požadované osové vzdálenosti dvou ozubených kol.



Obr. 5.2 – Vizuální porovnání jednotlivých korekcí [61]

Na obr. 5.2 je možné vizuálně porovnat nekorigovaný ($x = 0$) a korigovaný tvar ozubeného kola. A to pro počet zubů 17, úhel sklonu zubů $\beta = 0^\circ$. Všechny ostatní parametry jsou standardní (viz. kap. 4.1).

Na obr. 5.2 je možné vidět, že při:

- velké záporné hodnotě korekce (levá část obrázku) dochází k podřezání zubu (viz kap. 5.5.1),
- velké kladné korekci (pravá část obrázku) dojde ke špičatosti zubu (viz kap. 5.5.3).

Z obrázku je patrné, že se musíme pohybovat někde mezi špičatostí zubu a podřezáním zubu. Jednotlivé obrázky byly vytvořeny v SW Profil, který je přístupný na katedře Částí a mechanismů strojů na VŠB-TU Ostrava. Stanovení korekce je kompromisem mezi podřezáním a špičatostí zubů. [61]

5.4 Minimální počet zubů bez podřezání, s korekcí a bez korekce

Teoretický mezní počet zubů - minimální počet zubů bez podřezání, při korekci $x=0$ se spočítá dle vzorce 5.4.

$$z_{min} = \frac{2 \cdot h_a^* \cdot \cos^3 \beta}{\sin^2 \alpha_t} \quad (5.4)$$

Teoretický mezní počet zubů s korekcí - minimální počet zubů při korekci $x \neq 0$ se spočítá dle vzorce 5.5.

$$z_{min} = \frac{2 \cdot (h_a^* - x) \cdot \cos^3 \beta}{\sin^2 \alpha_t} \quad (5.5)$$

Kde jednotlivé veličiny znamenají:

h_a^* – poměrná výška hlavy zubu - kap. 4.1,

β – úhel sklonu zubu na roztečném válci – kap. 5.6,

α_t – čelní úhel záběru se spočítá dle vzorce 5.6

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_N}{\cos \beta} \right) \quad (5.6)$$

α_N – úhel záběru profilu – kap. 4.1

V tabulce 5.1 jsou vypočítané hodnoty pro minimální počet zubů podle vzorce 5.5. A to různé parametry ozubení. Tato tabulka je pro různý úhel záběru α_n , úhel sklonu zubu β a poměrnou výšku hlavy zubu h_a^* .

Jak již bylo výše zmíněno, v kap. 4.1, pod pojmem standardní ozubení se rozumí ozubení s poměrnou výškou hlavy zubu $h_a^* = 1$ a úhlem profilu $\alpha_n = 20^\circ$. V tabulce 5.1 jsou pro tyto hodnoty (standardního ozubeného profilu) a pro úhel sklonu zubu $\beta = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$ uvedeny (zvýrazněně) minimální počty zubů. Vzorce a jsou dle [25].

Tab. 5.1 – Minimální počet zubů pro různý úhel záběru α_n a sklon zubů β [25]

úhel záběru α_n		15°			17,5°			20°			25°		
úhel sklonu zubu β		0°	15°	30°	0°	15°	30°	0°	15°	30°	0°	15°	30°
poměrná výška hlavy zubu h_a^*	0,8	23,9	20,2	11,9	17,7	15,0	8,9	13,7	11,6	6,9	9,0	7,6	4,6
	1,0	29,9	25,2	14,9	22,1	18,7	11,1	17,1	14,5	8,7	11,2	9,5	5,8
	1,2	35,8	30,3	17,8	26,5	22,5	13,3	20,5	17,4	10,4	13,4	11,4	6,9
	1,4	41,8	35,3	20,8	31,0	26,2	15,5	23,9	20,3	12,1	15,7	13,4	8,1
	1,6	47,8	40,4	23,8	35,4	29,9	17,8	27,4	23,2	13,8	17,9	15,3	9,2

5.5 Podřezání paty zubu kola, interference, špičatost a skluzový poměr

V následujících kapitolách s příslušným označením je popsáno: [12] [21]

- podřezání zubů – kap. 5.5.1,
- interference – kap. 5.5.2,
- špičatost – kap. 5.5.3,
- skluzový poměr – kap. 5.5.4.

5.5.1 Podřezání zubů

Korekční součinitel se používá např. při **podřezání zubů** (aby se zabránilo podřezání zubu). Tzn., když zaoblení hlavy zubu nástroje podřezává patu zubu kola, obr. 5.3, obr. 5.4.

K podřezání dojde, když počet zubů ozubeného kola je menší než teoretický počet zubů z_T , např. $z_T = 17$ (pro úhel profilu $\alpha_N = 20^\circ$, úhel sklonu zubu $\beta = 0^\circ$ a pro poměrnou výšku hlavy zubu $h_a^* = 1$, kap. 5.4 tab. 5.1). Nástroj na výrobu ozubení má tvar ozubeného hřebene, jak je vidět na obr. 5.3.

Velmi malé podřezání paty zubu příliš neovlivní pevnost zubu. Zub musí vydržet pevnostní kontrole na ohyb a dotyk. Dále musí být dodržena celá část evolventy, která je v záběru (jak u jednoho, tak i u druhého ozubeného kola). A to tak, jak je znázorněno na

obr. 5.3, obr. 5.4. Potom se povoluje tzv. „prakticky mezní počet zubů z_P “, který se spočítá dle vzorce 5.7.

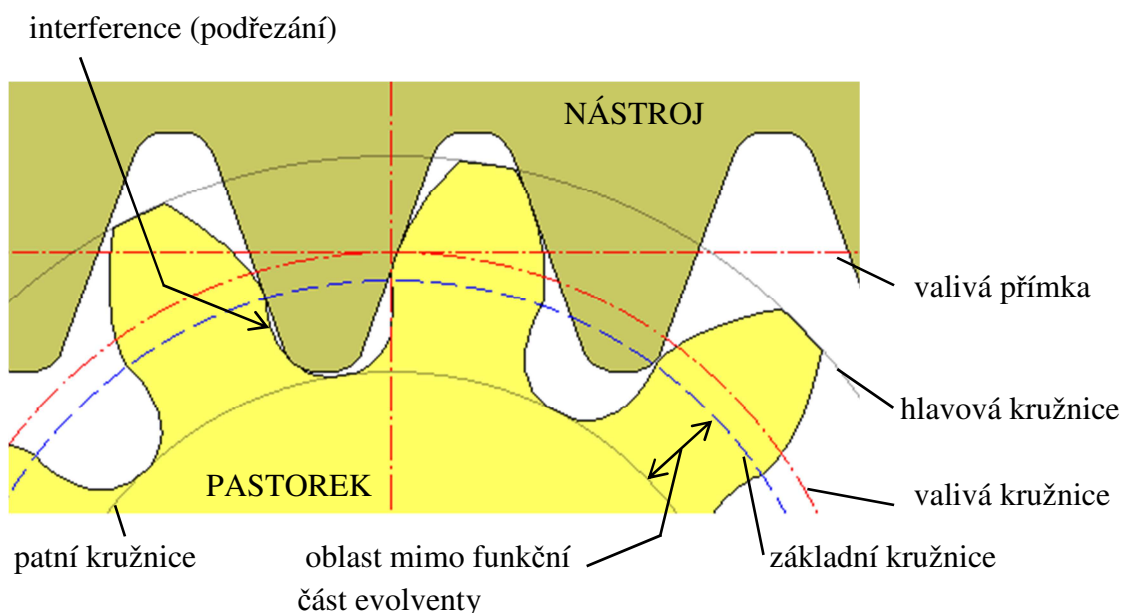
$$z_P = \frac{5}{6} \cdot z_T = \frac{5}{6} \cdot 17 = 14,16 \Rightarrow 14 \text{ zubů} \quad (5.7)$$

z_T – teoretický počet zubů kola, $z_T = 17$ (pro úhel profilu $\alpha_N = 20^\circ$, úhel sklonu zubu $\beta = 0^\circ$, poměrnou výšku hlavy zubu $h_a^* = 1$ viz tab. 5.1, kap. 5.4)

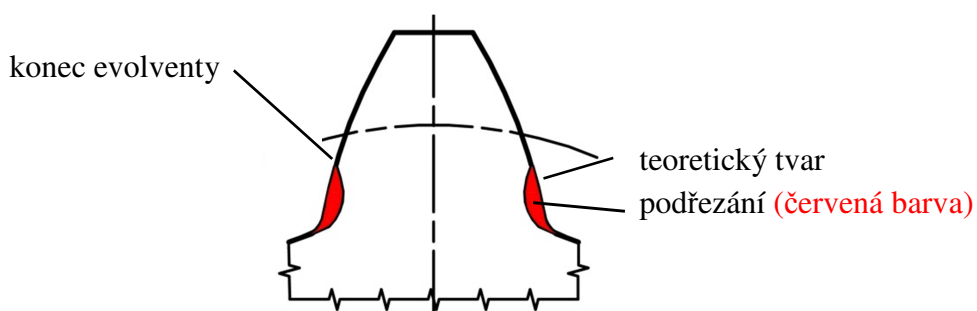
Skutečný začátek evolventy se nachází na tečně k základní kružnici (záběrové přímce) v bodě, kde dojde k protnutí tečny hlavové přímky základního profilu (hřebenový nástroj) nebo hlavové kružnice (pro kotoučový nástroj).

Existují i další metody jak zabránit podřezání paty zubu, např.:

- zvětšení úhlu záběru základního profilu (nástroje),
- zaoblení křivky základního profilu (nástroje),
- zmenšením výšky zubu (nástroje).



Obr. 5.3 – Interference a podřezání paty zubu u ozubeného kola [54]



Obr. 5.4 – Detail podřezání zubu [54]

5.5.2 Interference

Interference je nežádoucí jev. Jedná se o kolizi boku zubů ozubených kol, které jsou v záběru (kolize hmoty zubu jednoho kola s hmotou zubu druhého kola). Typickým případem interference je, když záběr hlavy zubu jednoho kola je mimo funkční část evolventy u paty druhého ozubeného kola. Tento případ nastane u výroby ozubeného kola, když zaoblená hlava zubu nástroje podřezává patu zubu kola, viz obr. 5.3, obr. 5.4. Interferenci je možné odstranit korekcí (viz kap. 5.3). Minimální počty zubů bez podřezání a s mírným, dovoleným, podřezáním jsou uvedeny v kap. 5.5.1.

Interferenci je možné předejít: [1] [14] [21] [32] [49]

- vhodnou volbou základních parametrů ozubení, hlavně vhodnou volbou korekce – viz kap. 5.3,
- snížením hlavy ozubeného kola. Tento způsob má negativní důsledek ve snížení délky záběru (trvání záběru). Tento způsob nelze použít u hlavové interference.

Existují různé druhy interference: [1] [14] [21] [32] [49]

- *interference s přechodovou křivkou* – jedná se proces, kdy dráha hrany hlavy zubu jednoho kola protíná přechodovou křivku druhého ozubeného kola. Tato situace může nastat jak u vnitřního, tak i u vnějšího ozubení,
- *interference hlavová* – jedná se proces, kdy hrany hlavy zubu jednoho kola protínají hlavu zubu druhého kola (tato situace nastává pouze u vnitřního ozubení),
- *interference provozní* – tato situace nastane při provozu soukolí. Hlavy ozubených kol neopisují požadované trajektorie, ale opisují (sledují) přechodovou křivku spoluzabírajícího kola. Kvůli této interferenci dochází k rázům, dynamickému namáhání, zmenšení boční vůle, opotřebení a s tím související větší hluk při provozu,
- *interference výrobní* – nastane při výrobě ozubeného kola (nástroj je v záběru s obrobkem – s ozubeným kolem), zde dochází k seříznutí hlavy zubu nástrojem na výrobu ozubení, tzn. dojde ke zkrácení profilu zubu. Standardní nástroje na výrobu ozubení jsou vyrobené tak, aby nedocházelo k výrobní interferenci. Tato situace nastane např. při výrobě ozubení s nestandardní výškou hlavy (viz kap. 5.7),
- *interference montážní* – tato situace nastává při montáži vnitřního ozubení, kde nelze radiálně zasunout pastorek do ozubeného kola. Pokud lze pastorek také namontovat v axiálním směru, potom je možné tuto interferenci akceptovat.

5.5.3 Špičatost

Ke špičatosti dochází, když se levá a pravá strana zubu (evolventy) setká na hlavové kružnici nebo pod hlavovou kružnicí. Špičatost zubu znamená nulovou tloušťku zubu na hlavě zubu. Tato špičatost a zakótovaná tloušťka zubu na hlavové kružnici je vidět na obr. 5.5. Na obrázku je také možné vizuálně porovnat jednotlivé kladné i záporné korekce. Jednotlivé korekce jsou popsány v kap. 5.3. Když je záběr spoluzabírajícího kola blízko hlavové kružnice, kde je malá tloušťka zubu (na hlavové kružnici), může dojít k tomu, že se tato špička zubu ulomí. Výpočet špičatosti (velikosti zubu na hlavové kružnici) lze provést např. podle odborné literatury „Němček – vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol“ nebo lze v závislosti na korekcích určit pomocí SW diagramu mezních korekcí viz kap. 5.3. [28] [58]

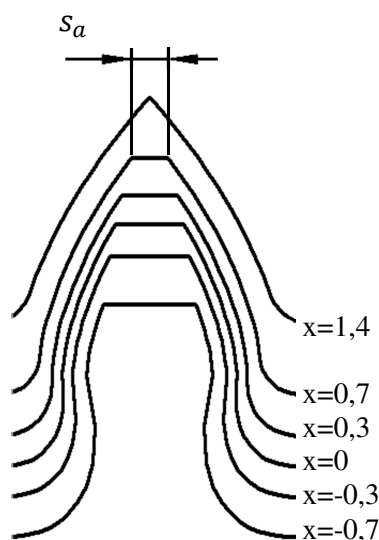
Tato situace nastává při největším posunutí základního profilu. Tzn. posunutí základního profilu o hodnotu $x_{max} \cdot m$, při této situaci vznikne špičatá hlava zubu. [49]

Podle ČSN 01 4686 a dle literatury [11] [15] [21] [25] [43] [52]

je doporučeno volit hodnotu s_a :

$s_a \geq s_{amin} = 0,4 \cdot m$	pro tvrzené zuby (chemicko-tepelné zpracování)
$s_a \geq s_{amin} = 0,25 \cdot m$	pro netvrzené zuby (bez tepelného zpracování)
$s_a \geq s_{amin} = 0,2 \cdot m$	pro ozubení typu HCR

Velikost šířky zubu na hlavové kružnici s_a lze zvýšit pomocí zmenšení hlavové kružnice d_a . Negativním důsledkem tohoto zvětšení s_a je zmenšení součinitele trvání záběru profilem ε_α , který se spočítá dle kap. 5.7.1.



Obr. 5.5 – Špičatost ozubení při jednotlivých korekcích ($z=14, \beta=0$, standardní oz.) [61]

5.5.4 Skluzové poměry, měrný skluz

Při relativním pohybu dojde, kvůli rozdílným rychlostem v tečném směru, ke skluzu. Skluzové poměry se vyjadřují pomocí měrných skluzů ϑ . Měrný skluz je bezrozměrná veličina, která vyjadřuje, jak se po sobě dva profily vzájemně otírají. Tzn. měrný skluz je kritérium opotřebení povrchu zubu.

Při posuzování záběru ozubeného soukolí a odolnosti proti zadírání se používá tzv. vyrovnání měrných (poměrných) skluzů (skluzových rychlostí), které se dosahuje pomocí vhodného rozdělení korekcí (viz kap. 5.3). Délkou měrného skluzu se rozumí, rozdíl délky oblouku na zjišťovaném profilu a délky oblouku na spoluzabírajícím profilu. Hodnota rozdílu mezi měrnými skluzy na pastorku a na kole by měla být co nejmenší. Negativní důsledek použití nestandardního ozubení (viz kap. 5.7) jsou velké hodnoty měrných skluzů. Měrný skluz (v uvažovaném bodě) se spočítá např. dle [21] [49]

5.6 Čelní ozubené kolo se šikmým ozubením

Pod pojem šikmé ozubení se rozumí ozubení, kde jsou zuby natočené o úhel sklonu zubu β . Toto ozubení je možné vidět na obr. 5.6. Přímé ozubení má úhel sklonu zubů $\beta = 0^\circ$. Dvě spoluzabírající kola musí mít stejný sklon zubu β . Při použití ozubených kol s rovnoběžnými osami musí mít tato ozubená kola opačný smysl stoupání (jedno ozubené kolo má levou šroubovici - žluté a druhé ozubené kolo má pravou šroubovici - modré). [11] [21] [25] [37] [49]



Obr. 5.6 – Soukolí se šikmými zuby

Přínosy použití šikmého ozubení:

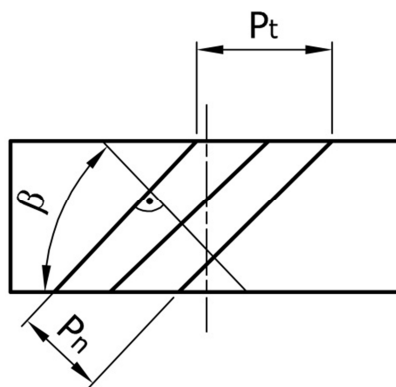
- postupný vstup a výstup ozubených kol do záběru, nebo ze záběru,
- tichý chod při vysokých rychlostech,

- v záběru je více zubů – zatížení se rozloží na více zubů, zvětší se součinitel trvání záběru, větší únosnost ozubení,
- podřezání zubu je při menším počtu zubů,
- možnost výroby nástrojem, který vyrábí kola s přímými zuby (břit nástroje se vychýlí, vzhledem k ose ozubeného kola, o úhel sklonu zubu β).

Negativní důsledky používání šikmého ozubení:

- vznik axiálních sil, která zatěžují ložiska a hřídele – aby nebyl moc velký, volí se úhel $\beta = 8^\circ \div 20^\circ$, vyloučení axiální síly je možné pomocí dvojnásobně šikmých zubů, nebo pomocí šípových zubů – viz příloha B,
- dražší výroba oproti přímému ozubení – nutnost vychýlit břit nástroje. [27]

Rozměry a geometrie šikmého korigovaného ozubení se vypočítají podle obr. 5.7 a dle vzorců 5.8 až 5.18. [25]



Obr. 5.7 - Zobrazení čelní a normální rozteče u šikmého ozubení

- čelní rozteč zobrazená na obr. 5.7 se spočítá dle vzorce 5.8

$$P_t = \frac{P_n}{\cos \beta} \quad (5.8)$$

P_n – normální rozteč, viz kap. 4.1 $P_t > P_n$

P_t – vzdálenost mezi stejnohlými boky sousedících zubů, které se měří na čelní straně (rovině) [49]

- čelní modul je možné vypočítat podle vzorce 5.9

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (5.9)$$

m_n – normální modul, viz kap. 5.2 $m_t > m_n$

- úhel záběru v čelní rovině lze určit ze vzorce 5.10

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (5.10)$$

α_n – normální úhel záběru, viz kap. 4.1 $\alpha_t > \alpha_n$

- roztečná osová vzdálenost os se vypočítá podle vzorce 5.11

$$a = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \cos \beta} \cdot m_n \quad (5.11)$$

- hlavová kružnice se vypočítá podle vzorce 5.12

$$d_a = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta} + 2 \cdot m_n \cdot (h_a^* + x - \Delta y) \quad (5.12)$$

- poměrné přisunutí kol (zkrácení hlavy zubu) lze určit ze vzorce 5.13

$$\Delta y = \frac{d_1 + d_2}{2} + x_\Sigma - a_w \quad (5.13)$$

- osová vzdálenost pracovní a_w se spočítá dle vzorce 5.14

$$a_w = a \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} \quad (5.14)$$

- čelní úhel záběru pracovní α_{tw} se spočítá dle vzorce 5.15

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \frac{2 \cdot x_\Sigma}{z_1 + z_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + \operatorname{inv} \alpha_t \quad (5.15)$$

- roztečnou kružnici je možné vypočítat dle vzorce 5.16

$$d = z \cdot m_t = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta} \quad (5.16)$$

- základní kružnice je možné vypočítat podle vzorce 5.17

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t \quad (5.17)$$

- patní kružnice se spočítá dle vzorce 5.18

$$d_f = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta} - m_n \cdot (2 \cdot h_f^* - 2 \cdot x) \quad (5.18)$$

Další vzorce korigovaného šikmého ozubení jsou uvedeny v literatuře [25]

5.7 Nestandardní evolventní

Pod pojmem nestandardní ozubení se rozumí ozubení, které má libovolnou hodnotu odlišnou od základního (parametru standardního ozubeného) profilu, které je uvedeno v kap. 4.1.

Nejčastěji se **mění poměrná výška hlavy zubu h_a^*** (vysvětlení kap. 4.1). K výrobě nestandardního profilu ozubení je potřeba speciálního nástroje, který je velmi drahý a při

použití v malosériové výrobě se cena převodovek prodražuje. Existují různé typy nestandardního ozubení, nejběžněji používané jsou popsány v této a v následujících kapitolách. Některé se používají pro speciální aplikace. Negativním důsledkem použití nestandardního ozubení (viz kap. 5.7.1) jsou velké hodnoty měrných skluzů – viz kap. 5.5.4. [25]

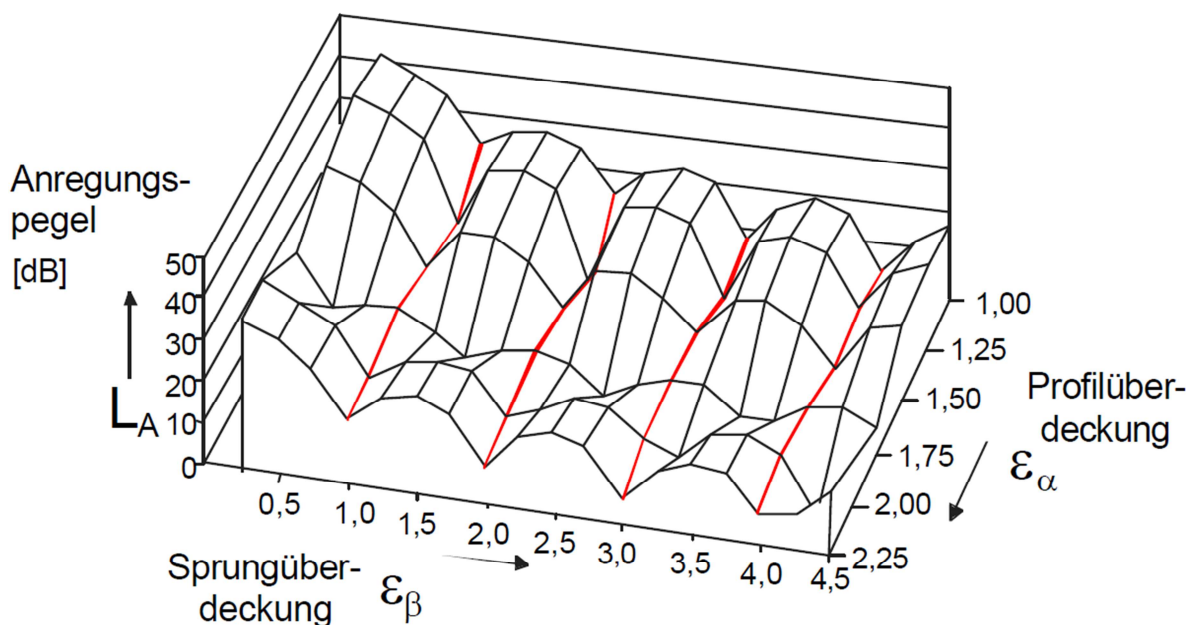
Další možnost zvýšení únosnosti nestandardního ozubení je např.:

- změnou materiálu ozubeného kola – kap. 5.9,
- šikmým tvarem ozubení - viz kap. 5.6,
- jiným tvarem boční křivky ozubení,
- větší šířkou ozubení - kap. 4.2 e),
- pomocí různých dokončovacích operací výroby ozubení,
- použitím tepelného a chemicko-tepelného zpracování.

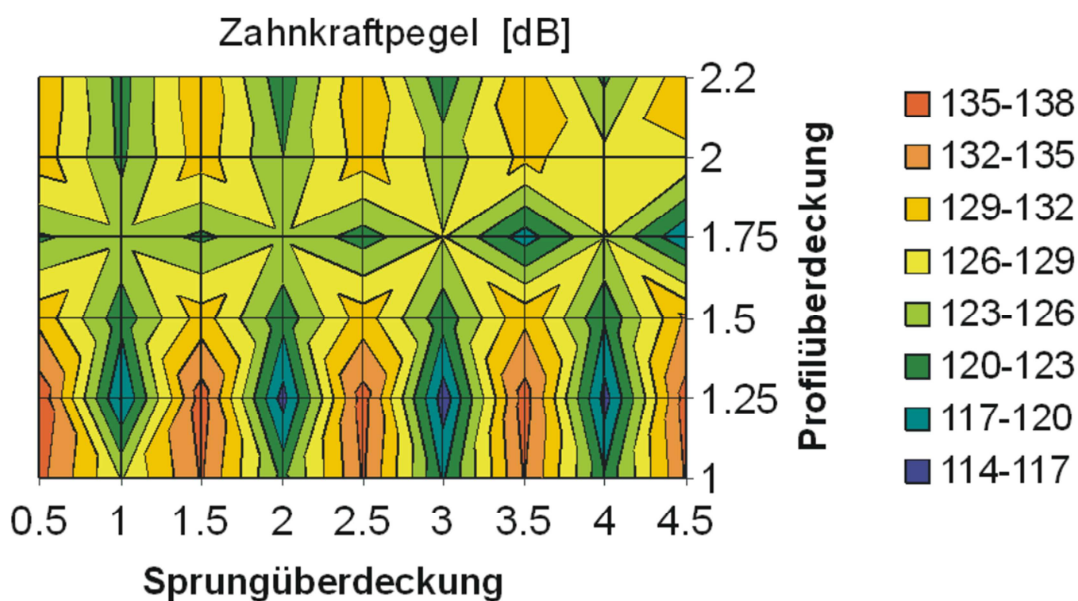
5.7.1 Ozubení HCR (ozubení s prodlouženým trváním záběru)

Ozubení HCR (High Contact Ratio), resp. ozubení s dlouhými zuby, se velmi rozšířilo v automobilovém průmyslu. U ozubení HCR se mění nejčastěji poměrná výška hlavy zubu $h_a^* > 1$. Dále je možnost změnit úhel profilu α_n , poměrnou výšku paty zubu h_f^* a poměrný rádius paty profilu ρ_f^* . Někdy se tento typ ozubení označuje jako HCRG (High Contact Ratio Gears).

Bylo provedeno mnoho výzkumů, které se zabývají čelním soukolím. Na katedře Částí a mechanismy strojů VŠB-TU Ostrava se prováděly různé zkoušky ozubených kol např.: pro firmy TOS Znojmo a.s., Škoda Auto a.s., Tatra a.s. aj. Výzkumem bylo zjištěno, že hluk, vibrace a únosnost boku zubů je závislá na velikosti součinitele trvání záběru profilem ε_α a na velikosti součinitele trvání záběru krokem ε_β . A to konkrétně na jejich celočíselných hodnotách, jak je možné vidět na obr. 5.8 a 5.9. Význam a výpočet jednotlivých součinitelů ε_α a ε_β je popsán v této kapitole a na dalších stránkách. V této kapitole je také popsán důvod snížení hluku pro jednotlivé součinitele.



Obr. 5.8 – Závislost hluku na souč. záběru profilu ε_α a na trvání záběru prof. krokem ε_β [30]



Obr. 5.9 – Závislost hluku na souč. záběru profilu ε_α (osa y – Profilüberdeckung) a na trvání záběru prof. krokem ε_β (osa x – Sprungüberdeckung) [10]

Přínosy HCR ozubení:

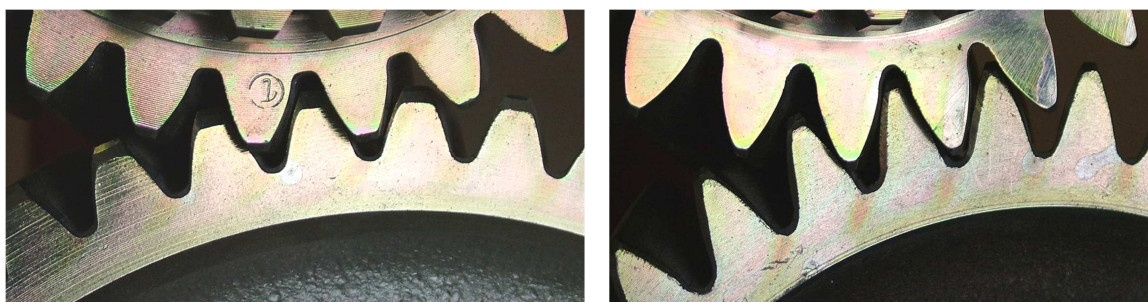
- ke zvýšení únosnosti ozubení dochází kvůli neustálému jednoho (nebo více) párovému záběru profilu zubů. Zatížení je rozloženo na dva (nebo více) zubů,
- snížení hlučnosti a snížení vibrací v ozubení je dosaženo díky tomu, že nedochází ke skokovým změnám tuhosti v průběhu záběru zubů (při součiniteli trvání záběru profilu $\varepsilon_\alpha \geq 2$), jak je vidět na obr. 5.8 a 5.9. Pro celočíselné hodnoty dochází ke zmenšení hluku v ozubení.

Některé negativní důsledky použití HCR ozubení:

- jsou kladeny vyšší nároky na přesnost ozubení,
- vysoké hodnoty měrných skluzů (oproti klasickému ozubení) – viz kap. 5.5.4,
- menší tloušťka zubu na hlavě s_a – kap. 5.5.3,
- výroba speciálního nástroje pro výrobu ozubení.

U součinitele trvání záběru profilem ε_α je upřednostňována hodnota $\varepsilon_\alpha = 2$ a u součinitele trvání záběru profilu krokem ε_β , je upřednostňována celočíselná hodnota. Tyto parametry v závislosti na hluku lze vizuálně porovnat na obr. 5.8 s 5.9. U klasického ozubení se obvykle součinitel záběru profilu ε_α pohybuje v rozmezí od hodnoty 1,2 do hodnoty 1,8. U HCR ozubení je možné dosáhnout velikosti součinitele trvání záběru profilem $\varepsilon_\alpha \geq 2$.

Na obr. 5.10 je možné vizuálně porovnat standardní ozubení a HCR ozubení.

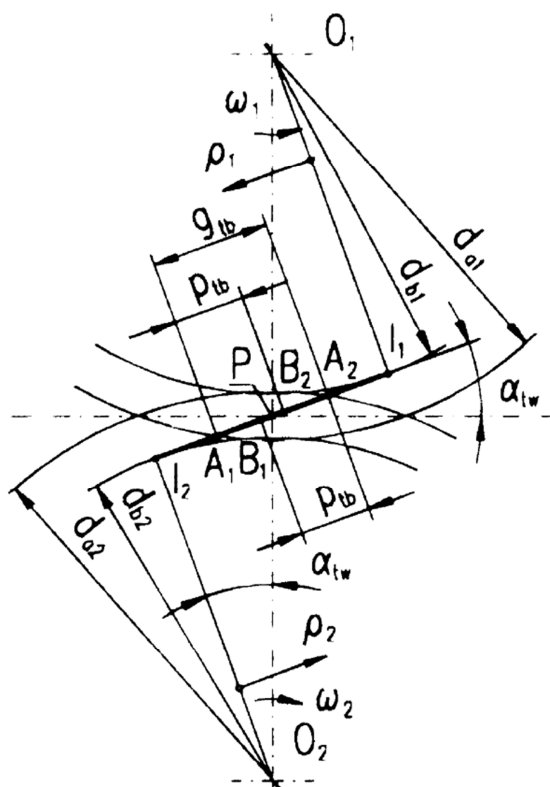


Obr. 5.10 - Standardní ozubení (vlevo) a HCR ozubení (vpravo) [39]

Jednotlivé součinitele se dají vypočítat podle vzorců 5.19 až 5.23. Ve vzorcích je patrné, že k nárůstu ε_α dojde, když se zvýší hodnoty jednotlivých odmocnin a když se zbylé součiny hodnot ($2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{tw}$, $2 \cdot \pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha_t$) zmenší.

Součinitel trvání záběru profilem ε_α

Plynulý záběr ozubených kol je zajištěn střídáním páru spoluzabírajících zubů. Jeden pár spoluzabírajících zubů ze záběru „vystoupí“ a druhý pár spoluzabírajících zubů do záběru „vstoupí“. Tento proces je charakterizován součinitel trvání záběru profilem ε_α , který se vypočítá dle vzorce 5.19. Jedná se o poměr dráhy záběru kola a základní rozteče podle obr. 5.11. [21]



Význam jednotlivých parametrů v obr. 5.11:

$I_{1,2}$ – bod zvratu,

P – valivý bod,

$A_{1,2}$ – počátek záběru na hlavách kol 1,2,

$\rho_{1,2}$ – poloměry křivosti evolventy
v obecném bodě,

$O_{1,2}$ – osy otáčení,

$B_{1,2}$ – vedlejší body záběru kol,

ω_1 – úhlová rychlost, když je kladná
potom záběr postupuje od A_1 k A_2 ,
záporná opačně,

Obr. 5.11 – Součinitel trvání záběru profilem s jednotlivými dráhami, průměry, úhly [25]

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{tw}}{\frac{2 \cdot \pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha_t}{\cos \beta}} \quad (5.19)$$

$d_{a1,2}$ – průměry hlavových kružnic pastorku a kola, viz. kap. 4.1,

$d_{b1,2}$ – průměry základních kružnic pastorku a kola, viz. kap. 4.1,

m_n – normální modul ozubení – kap. 5.2,

β – úhel sklonu zubu – kap. 5.6,

a_w – osová vzdálenost pracovní se spočítá dle vzorce 5.20

$$a_w = a \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} \quad (5.20)$$

α_{tw} – čelní úhel záběru pracovní se spočítá dle vzorce 5.21

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \frac{2 \cdot x_\Sigma}{z_1 + z_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + \operatorname{inv} \alpha_t \quad (5.21)$$

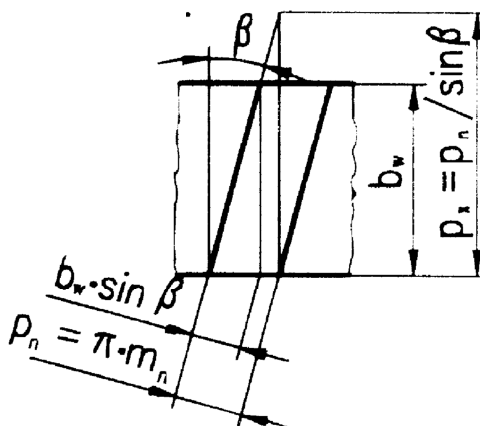
α_t – úhel záběru v čelní rovině se spočítá dle vzorce 5.22

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (5.22)$$

α_n – normální úhel záběru, viz. kap. 4.1 a kap. 5.4, $\alpha_t > \alpha_n$

Součinitel trvání záběru profilu krokem ε_β se vypočítá podle vzorce 5.23

Jedná se o poměr společné záběrové šířky ozubení a osově rozteče podle obr. 5.12. Pod tímto pojmem se rozumí počet zubů v záběru po šířce. Vypočítá se podle vzorce 5.23.



Obr. 5.12 – Součinitel trvání záběru krokem s šířkou a roztečí zubu [25]

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} \quad (5.23)$$

b_w – pracovní šířka ozubení,

β – úhel sklonu zubu – kap. 5.6,

m_n – normální modul ozubení – kap. 5.2.

Celkový součinitel trvání záběru ε_γ

Tento součinitel udává počet párů zubů v záběru a spočítá se podle vzorce 5.24. Je nutné, aby hodnota $\varepsilon_\gamma > 1$. [25]

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (5.24)$$

Vliv jednotlivých parametrů na součinitele $\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$

V tabulce 5.2 jsou uvedené jednotlivé parametry ozubení, které ovlivňují součinitel trvání záběru profilem ε_α a součinitel trvání záběru krokem ε_β . Obecně nelze doporučit volbu parametrů ozubení pro $\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$, velmi záleží na použití ozubeného soukolí, obvodové rychlosti, únosnosti, nutnost tichého chodu aj. [25]

Když je potřeba zachovat osovou vzdálenost, rozměry skříně převodovky a zlepšit záběrové parametry ozubení, větší únosnost, snížit vibrace, snížit hluk, potom je vhodné použít nestandardní profil ozubení HCR. Další poznatky k HCR ozubení lze nalézt v odborné literatuře. [25]

Tab. 5.2 - Vliv jednotlivých parametrů na součinitele $\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$ [25]

součinitel trvání záběru	vliv parametrů soukolí na součinitele záběru						
	základní profil			ostatní základní údaje			
	m_n	α_n	h_a^*	β	b	z_Σ	x_Σ
profilem ε_α	↓	↓	↑	↓	X	↑	↓
krokem ε_β	↓	X	X	↑	↑	X	X
↑ - se zvětšováním parametru ($m_n, \alpha_n, h_a^*, \beta, b, z_\Sigma, x_\Sigma$) součinitel záběru roste ↓ - se zvětšováním parametru ($m_n, \alpha_n, h_a^*, \beta, b, z_\Sigma, x_\Sigma$) součinitel záběru klesá X – parametr nemá vliv na součinitel záběru							

5.8 Přesnost ozubení

Přesnost vyrobení ozubeného kola a soukolí je určena stupněm přesnosti. Obecně užívané normy, např. ČSN 01 4682 a norma DIN 3691, mají 12 stupňů přesnosti (1. až 12 stupeň). Norma ISO 1328 má 13 stupňů volnosti (0. až 12. stupeň). Pro „1“ a „2“ stupeň nejsou tolerance a mezní úchytky (používá se pro maximálně přesné zařízení). [14][15] [16] [25] [49]

Volba přesnosti lze určit např. podle:

- nároků na hluk a vibrace,
- nároků na únosnost ozubení, spolehlivost,
- druhu práce (přenášený výkon, otáčky...),
- materiálu ozubených kol a tepelného zpracování,
- druhu výroby a možností kontroly,
- ceny výrobku.

Stupně přesnosti podle ISO lze rozdělit:

- nejvyšší dosažitelná přesnost $0 \div 3$,
- vysoká přesnost $4 \div 5$,
- střední vyšší přesnost $6 \div 7$,
- střední přesnost $8 \div 9$,
- nízká přesnost $10 \div 11$,
- velmi nízká přesnost 12.

V normě ČSN 01 4682 a v literatuře [15] [16] jsou detailně popsána doporučení pro přiřazení přesností parametrů ozubených kol, tolerování čelních ozubených kol a jednotlivé úchytky ke kinematické přesnosti, plynulosti chodu a k dotyku zubů. [15] [16]

5.9 Materiály ozubených kol

Materiál ozubeného kola se volí podle provozních podmínek. V dnešní době se pro výrobu ozubených kol používají různé materiály. Zvýšení únosnosti nezávisí jenom na geometrii, ale hlavně také na materiálu ozubení, který únosnost ozubení velmi ovlivní.

Nejběžnějším materiálem pro výrobu ozubených kol u průmyslových převodovek je ocel. Mechanické vlastnosti oceli lze zlepšit např. pomocí vhodného tepelného nebo chemicko-tepelného zpracování. Obecně se pastorek volí s vyšší tvrdostí a pevností než ozubené kolo. U zušlechtěných ocelí je většinou stejný materiál pastorku i kola, ale je rozdílná tvrdost (dosahuje se rozdílným popuštěním). Pro vyšší krouticí momenty se používají kromě zušlechtěné oceli také ocel pro povrchové kalení. [14] [15] [16] [21] [41] [43]

V normě ČSN 01 4686-část 5 jsou uvedeny nejčastěji používané oceli v průmyslu pro výrobu ozubených kol. Dále jsou v těchto tabulkách uvedeny způsoby tepelného nebo chemicko-tepelného zpracování, mez kluzu v tahu R_e , mez pevnosti v tahu R_m , tuhost, mez únavy v dotyku a ohybu. [52]

Nejběžněji používané materiály na výrobu ozubených kol:

- ocel,
- šedá litina,
- plasty,
- mosaz,
- bronz,
- slinuté kovy aj.

6 Parametry ozubení v převodovce, poškození zubů a optimalizace ozubení

Katedra částí a mechanismů strojů na VŠB-TU v Ostravě spolupracuje s firmou TOS Znojmo a.s., která vyrábí průmyslové převodovky. Bude provedeno např. srovnání standardního a nestandardního ozubeného profilu pro skutečnou převodovku.

Firma TOS Znojmo je tradiční výrobce a dodavatel různých průmyslových převodovek, které se vyznačují moderním designem, velkou spolehlivostí. Každá velikost blokové skříně může obsahovat různé varianty převodů (omezené např. zástavbovým prostorem). Tzn. pomocí různých odstupňovaných převodů je možné docílit přesnou volbu požadovaných výstupních otáček. Převodové skříně menších převodovek jsou ze slitin hliníku a mají vysokou tuhost i nízkou hmotnost. Větší skříně převodovek mají blokovou skříň z litiny. V případě přání zákazníka, je možné blokovou skříň dodat i v nerezovém provedení.

S konstruktéry firmy TOS Znojmo se diskutovalo o níže uvedených změnách pro stávající převodovky, které se ve firmě používají. Jednotlivé změny se týkají:

- **možnosti použití nestandardního ozubení HCR, srovnání se stávajícími ozubenými koly, přínosy a negativními důsledky použití HCR ozubení,**
- **možnosti zvýšení únosnosti ozubených kol,**
- **zamezení a možnosti předejít vzniku poškození.**

Při zadávání tohoto požadavku nevlastnili žádné nástroje pro výrobu nestandardního ozubení HCR (pozn. nyní některé nástroje na výrobu HCR ozubení firma má ve své výrobě). Podmínkou bylo, že zůstane původní velikost skříně, pro návrhy zůstanou stejné materiály ozubených kol (a to z důvodu, že používaný materiál je uložený na skladě v TOS Znojmo, zkušenosti s materiálem pro jednotlivá ozubená kola aj.).

Při volbě jednotlivých parametrů nestandardního ozubení HCR nelze říct jednoznačně, jaké parametry ozubení budou pro výpočet nejlepší. Velmi záleží na konkrétním použití převodovky, obvodových rychlostech, únosnosti kol a na technologických možnostech výroby tohoto ozubení. [34] [44] [48]

6.1 Výběr velikosti převodu pro výpočet

Nejprve bylo nutné z dokumentů firmy TOS Znojmo vybrat převodovku, která se ve firmě nejvíce vyrábí (prodává), a má smysl se touto převodovkou dále zabírat. Bylo zjištěno, že zákazníci nejvíce požadují převodovku MTC 42A.

Vysvětlení jednotlivých pojmů označení:

MTC – pod tímto pojmem se rozumí označení typové řady čelních převodovek,

4 – velikost převodovky, která je charakterizována výškou výstupního hřídele.

Velikost 4 odpovídá osové výšce 115 mm (pozn. zjištěno z katalogu výrobce),

2 – počet převodových stupňů, tzn. jedná se o dvoustupňovou převodovku,

A – označení třídy (generaci) převodovek typu MTC. [44]

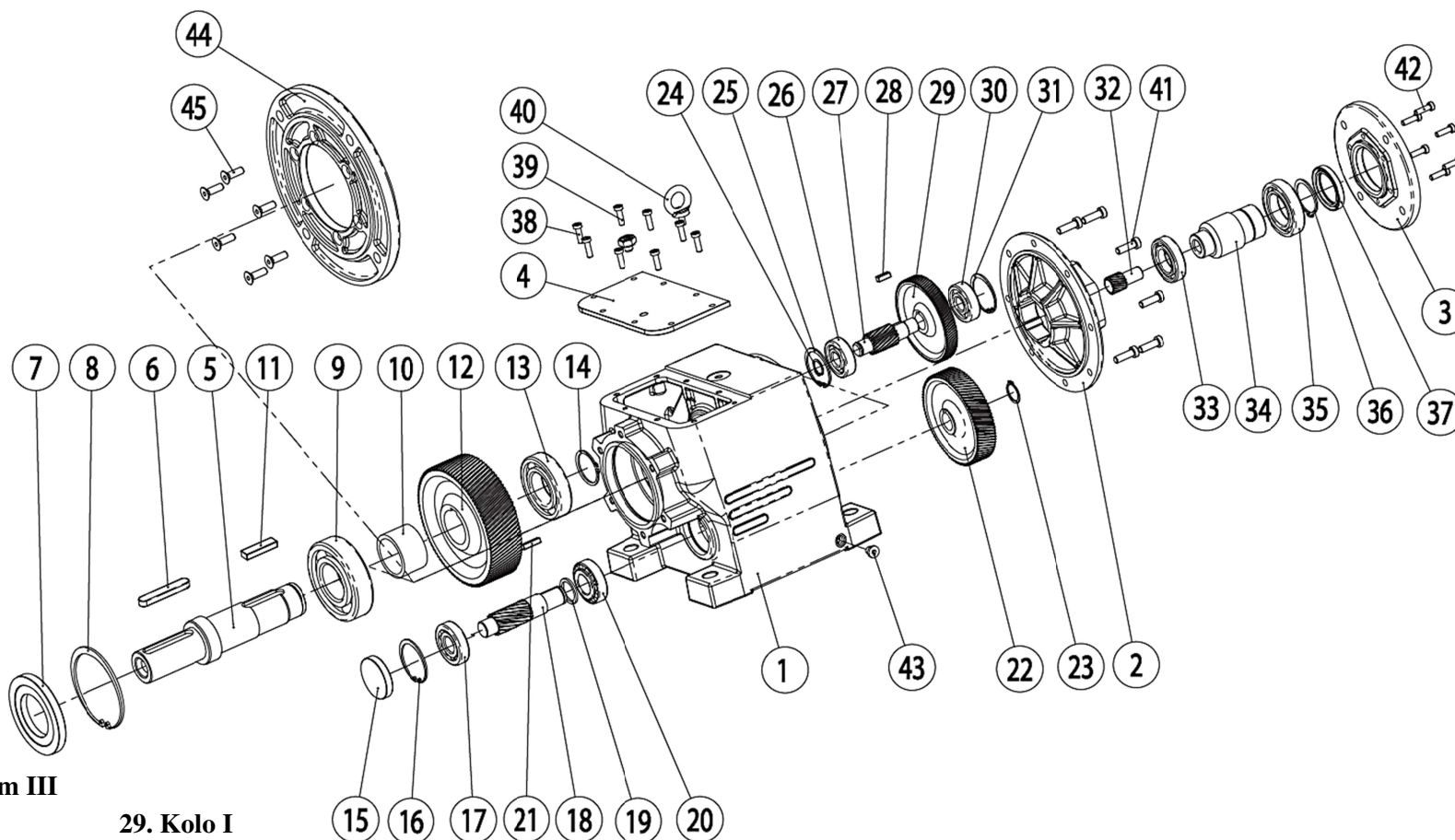
První úvahy se zabíraly ozubením, které je pro převodovku MTC 42 A nejvíce používané. Tři typy velikosti převodů pro převodovku MTC 42 A a to typ 203, 206 a 210 je možné vidět v tabulce 6.1. Tyto parametry byly poskytnuté firmou TOS Znojmo. [44] [48]

Tab. 6.1 – Typy velikosti převodů pro převodovku MTC 42 A [44] [48]

Typy velikosti převodů	203	206	210
Převodový poměr $i_{1,2}$	1,643	2,364	3,957
Převodový poměr $i_{3,4}$	3,684	3,684	6,429
Převodový poměr i_c	6,05	8,71	25,44
Vzdálenost os $a_{w1,2}$	61	61	61
Vzdálenost os $a_{w3,4}$	69	69	69
Modul $m_{n1,2}$	1,5	1,5	1
Modul $m_{n3,4}$	1,5	1,5	1,25
Hlavový průměr pastorku D_{a1}	49,52	39,92	27,12
Hlavový průměr kola D_{a2}	78,5	88,1	98,86
Úhel sklonu boku zubu $\beta_{1,2}$	24,5°	24,5°	20°
Úhel sklonu boku zubu $\beta_{3,4}$	14°	14°	19°
Společná šířka soukolí 1,2	18	18	18
Společná šířka soukolí 3,4	38	38	38
Číslo výkresu pastorku 1	361964	361970	361978
Číslo výkresu kola 1	361965	361971	361979
Číslo výkresu pastorku 2	361980	361980	361982
Číslo výkresu kola 2	361981	361981	361983
Ks/rok	131	305	439

Na obr. 6.1 jsou zobrazeny jednotlivé díly čelní převodovky typu MTC. Toto schématické zobrazení je společné pro dvou a třístupňovou převodovku MTC.

1. Skříň
2. Víko II
3. Příruba motoru
4. Horní víko
- 5. Výstupní hřídel**
6. Pero
7. Gufero
8. Pojistný kroužek
9. Ložisko
10. Distanční kroužek
11. Pero
- 12. Kolo**
13. Ložisko
14. Pojistný kroužek
15. Víčko NBR
16. Pojistný kroužek
17. Ložisko
- 18. Hřídel s pastorkem III**
19. Distanční kroužek
20. Ložisko
21. Pero
- 22. Kolo II**
23. Pojistný kroužek
24. Pojistný kroužek
25. Pojistný kroužek
26. Ložisko
- 27. Hřídel s pastorkem II**
28. Pero

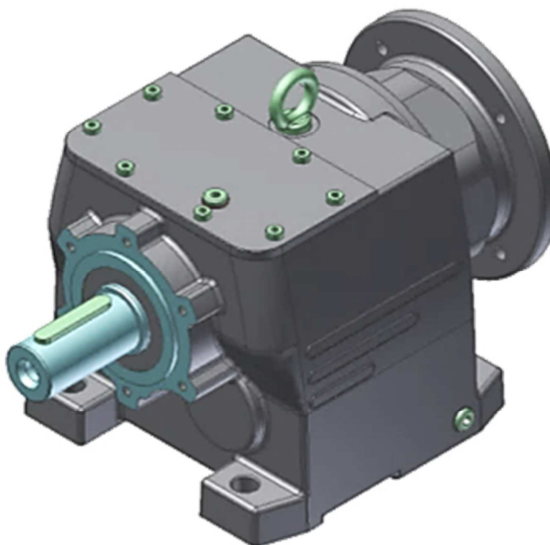


- 29. Kolo I**
30. Ložisko
31. Pojistný kroužek
- 32. Pastorek I**
33. Ložisko
34. Spojka
35. Ložisko
36. Pojistný kroužek
37. Gufero
38. Šroub

39. Odvzdušňovací zátka
40. Závěsné oko
41. Šroub
42. Šroub
43. Zátka DIN908
44. Příruba výstupní
45. Šroub

Obr. 6.1 - Jednotlivé díly čelní převodovky typu MTC [34]

Po konzultaci s firmou TOS Znojmo byla vybrána velikost převodovky **MTC 42 A – 210**, která je zobrazena na obr. 6.2. Jedná se o dvoustupňovou převodovku. Z dokumentů, výkresů, které firma poskytla, byly zjištěny velikosti, parametry pastorků a jednotlivých kol, viz tab. 6.2, tab. 6.3, tab. 6.4 a výkresy v příloze A.



Obr. 6.2 - Čelní převodovka MTC 42 A – 210 [34]

V tab. 6.2 jsou parametry ozubených kol pro stávající konstrukční velikost 210.

Tab. 6.2 – Zachované parametry ozubení převodovky MTC 42 A - 210

Úhel sklonu boku zubu		Šířka kola [mm]				Materiál ozubeného kola				Osová vzdálenost [mm]	
$\beta_{1,2}$	$\beta_{3,4}$	pastorek 1	kolo 1	pastorek 2	kolo 2	pastorek 1	kolo 1	pastorek 2	kolo 2	$a_{w1,2}$	$a_{w3,4}$
20°	19°	24	18	40,75	38	16 220	14 220	16 220	14 220	61	69

V příloze A je možné vidět sestavu skříně MTC 42 A, která je v tomto případě pro typ velikosti převodu 210. V této příloze je možné vidět i skřín převodovky, která je shodná pro všechny typy převodů, které jsou uvedeny v této práci. Jedná se tedy o velikost 203, 206 a 210.

Z těchto parametrů je zřejmé, že musí být **stejná osová vzdálenost**, protože navrhovaná ozubená kola budou umístěna do původní skříně převodovky. Kvůli tomuto omezení mohou mít ozubená kola buď menší, nebo stejnou šířku ozubených kol. Větší šířka ozubených kol není doporučována. Je nutné každou větší velikost přesně proměřit se

skříní převodovky, kvůli zástavbovým rozměrům. Pro výpočty byla velikost šířky ozubených kol ponechána. Pro prvotní výpočty byly zachované i materiály ozubeného kola (z důvodu uvedených v kap. 6) a úhel sklonu boku zubů $\beta_{1,2}$ a $\beta_{3,4}$. Jednotlivé veličiny, které byly zachované pro další výpočet, jsou uvedeny v tab. 6.2.

Maximální rozměry hlavových průměrů jednotlivých ozubených kol jsou uvedeny v tab. 6.3. Tzn. maximální hodnoty hlavové kružnice, do kterých je možné zvětšovat rozměry ozubeného kola kvůli zástavbovému omezení převodové skříně. Tyto rozměry byly odměřeny dle výkresů skříně 361847 (která je v příloze A), a jsou prokonzultovány s firmou TOS Znojmo. V tabulce 6.3 jsou parametry převodovky MTC42A-210, které byly poskytnuté firmou TOS Znojmo.

Tab. 6.3 – Maximální hodnoty hlavových kružnic omezeného zástavbovým prostorem

Max. hlavová kružnice [mm]			
pastorek 1	kolo 1	pastorek 2	kolo 2
118	104	47	124

Tab. 6.4 – Parametry typu převodovky MTC 42 A – 210

Provozní součinitel	Max. výstupní krouticí moment	Jmenovité otáčky vstupní	Jmenovité otáčky výstupní	Max. výkon elektromotoru	Radiální zatížení
$S_m [-]$	$M_{K3max} [Nm]$	$n_1 [min^{-1}]$	$n_3 [min^{-1}]$	$P_{1max} [kW]$	$F_R [N]$
1	450	1400	55,1	2,8	4600

6.2 Výpočet krouticích momentů a zachované parametry ozubení

Pro další výpočet je potřeba vypočítat vstupní krouticí moment M_{K1max} dle vzorce 6.1

$$M_{K1max} = \frac{P_{1max} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{2,8 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1400} = 19,11 \text{ Nm} \quad (6.1)$$

Krouticí moment na druhém převodovém stupni se spočítá dle vzorce 6.2

$$M_{K2max} = M_{K1max} \cdot i_{1,2} \cdot \eta_{C1,2} = 19,11 \cdot 3,957 \cdot 0,96 = 72,6 \text{ Nm} \quad (6.2)$$

$\eta_{C1,2}$ – celková účinnost převodů 1,2 poskytnutá firmou TOS Znojmo, dle jejich dokumentace, $\eta_{C1,2} = 0,96$

Otáčky na druhém převodovém stupni se spočítají dle vzorce 6.3

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{1400}{3,957} = 353,8 \text{ min}^{-1} \quad (6.3)$$

6.3 Nestandardní HCR ozubení

Při výpočtu HCR ozubení pro první soukolí (ozubený pastorek 1 a ozubené kolo 1) je výhodné docílit celočíselných hodnot součinitele trvání záběru profilem ε_α a součinitele trvání záběru krokem ε_β . Výhodné je mít hodnotu $\varepsilon_\alpha \geq 2$, kvůli rozložení zatížení mezi 2 zuby. Důvod této volby, přínosy a negativní důsledky a jiné poznatky k používání HCR ozubení jsou popsány v kap. 5.7. Nerovnoměrné zatížení zubů (které je po šířce) má velký vliv na únosnost ozubení. Pro HCR ozubení je typická změna poměrné výšky hlavy zubu h_a^* na pastorku i na kole, která musí být větší jak „1“. Dále je možnost měnit poměrnou hlavovou vůli c_p^* , poměrný rádius ρ_{fp}^* a úhel profilu α .

První sloupec v tab. 6.5 je pro poměrnou výšku hlavy zubu $h_a^* = 1$ a je pro standardní profil ozubení. Jedná se tedy o parametry již výše zmíněné převodovky MTC 42 A – 210. Tento výpočet byl proveden pomocí katedrálního softwaru „Geometrie“ a pevnostního výpočtu ozubení pomocí software „CSNw“. Byly zadány vstupní parametry uvedené v tabulce 6.1, 6.4, na výkresech v příloze A a proveden např.: [57] [59]

- výpočet součinitele trvání záběru profilem ε_α ,
- výpočet součinitele trvání záběru krokem ε_β ,
- výpočet celkového součinitele trvání záběru profilem $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$,
- určení korekcí,
- vyrovnaní měrných skluzů,
- komplexní kontrola ozubení včetně všech parametrů ozubení – viz přílohy A.

6.3.1 HCR ozubení varianta A

Tento HCR návrh / výpočet ozubení je proveden pro následující parametry, které jsou stejné se standardním ozubením výrobce:

- stejný modul,
- stejný počet zubů (na pastorku i na kole),
- stejný sklon a šířky zubů.

V tabulce 6.5 je proveden výpočet HCR ozubení pro změny dle této tabulky. Jednotlivé změny oproti standardnímu ozubení (tj. ozubení výrobce, sloupec I) jsou uvedeny v této tabulce. Ostatní parametry ozubeného soukolí zůstávají nezměněny.

Tab.6.5 – Geometrie a pevnostní výpočet ozubení se změnou pom. výšek pro soukolí 1,2

		Výrobce	Výpočet pro HCR ozubení		
		I.	II.	III.	
		Číslo sloupce			
vstupní parametry pro výpočet soukolí 1,2		poměrná výška hlavy pastorku h_{a1}^*	1,00	1,269	1,314
		poměrná výška hlavy kola h_{a2}^*	1,00	1,269	1,314
		poměrná hlavová vůle pastorku c_{a1}^*	0,25	0,25	0,25
		poměrná hlavová vůle kola c_{a2}^*	0,25	0,25	0,25
		poměrný rádius paty pastorku r_{f1}^*	0,38	0,3321	0,3373
		poměrný rádius paty kola r_{f2}^*	0,38	0,3321	0,3373
		úhel profilu α_N	20°	20°	15°
vypočítané parametry soukolí 1,2		souč. trvání záběru profilu ε_α	1,47	1,82	2,07
		souč. trvání záběru profilu krokem ε_β	1,95	1,95	1,95
		souč. trvání záběru profilu celkový ε_γ	3,43	3,77	4,02
		korekce pastorku x_1	0,331	0,465	0,665
		korekce kola x_2	0,017	-0,117	-0,312
pevnostní výpočet soukolí	z _{1,2} ohyb	S_{F1}	4,452	4,728	4,522
		$\sigma_{F\ MAX1}$ [MPa]	460,3	433,2	449,6
		$\sigma_{FP\ MAX1}$ [MPa]	1400	1400	1400
		S_{F2}	3,904	3,954	3,482
		$\sigma_{F\ MAX2}$ [MPa]	524,6	510,2	576,3
		$\sigma_{FP\ MAX2}$ [MPa]	1400	1400	1400
	z _{1,2} dotyk	$S_{H1} = S_{H2}$	1,462	1,620	1,580
		$\sigma_{H\ MAX1} = \sigma_{H\ MAX2}$ [MPa]	1228,6	1108,7	1137,0
		$\sigma_{HP\ MAX1} = \sigma_{HP\ MAX2}$ [MPa]	2600	2600	2600

Indexy 1 jsou pro pastorek a indexy 2 jsou pro kolo. Jednotlivé veličiny znamenají:

S_F – součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu,

$\sigma_{F MAX}$ – ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu [MPa],

$\sigma_{FP MAX}$ – dovolené napětí při ohybu [MPa],

S_H – součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boku zubu,

$\sigma_{H MAX}$ – napětí v dotyku (Herzův tlak) ve valivém bodě [MPa],

$\sigma_{HP MAX}$ – dovolené napětí při dotyku [MPa].

Sloupec II – při výpočtu bohužel nebylo možné dosáhnout součinitele trvání záběru profilem větší jak 2, tj $\varepsilon_\alpha \nless 2$. A to z důvodu velké špičatosti ozubení, tzn. tloušťka hlavy zubu pastorku byla menší než doporučená tloušťka (viz kap. 5.5.3).

Sloupec III – při výpočtu tohoto HCR ozubení, oproti předchozímu, byla změněna hodnota úhlu profilu na 15°. Kvůli této změně bylo možné dosáhnout součinitele trvání záběru profilem $\varepsilon_\alpha > 2$. Ostatní hodnoty potřebné pro výpočet rozměrů jsou stejné jako pro standardní ozubení, viz tab. 6.1, 6.4 a hodnoty uvedené v příloze A.

6.3.2 HCR ozubení varianta B

Další možností, použití HCR ozubení u stávající převodovky, je zvolit jiný počet zubů. Kvůli této změně dojde k odchylce převodového poměru od stávajícího. Stávající má velikost $i_{1,2} = 3,957$, viz tabulka 6.1 v kap. 6.1. Ostatní parametry zůstávají stejné (pozn. neplatí pro všechny průměry ozubeného soukolí – se změnou počtu zubů se mění i některé hodnoty geometrie ozubení).

Byly měněny počty zubů jak na pastorku, tak i na kole. Při této změně je nutné neustále kontrolovat zástavbové rozměry ve skříní převodovky, aby nedošlo ke kolizi – tab. 6.3 v kap. 6.1. A zároveň je nutné volit počet zubů s ohledem na osovou vzdálenost skříně převodovky, která má hodnotu 61 mm. Tyto rozměry jsou v tab. 6.1 v kap. 6.1. Změny je možné vidět v tab. 6.6. V této tabulce jsou ukázané pouze změny, které mají korektní výstup. Tj. u kterých bylo dosaženo součinitele trvání záběru profilem $\varepsilon_\alpha > 2$. Vysvětlení jednotlivých veličin u pevnostního výpočtu je uvedeno v kap. 6.3.1. Ostatní hodnoty potřebné pro výpočet rozměrů jsou stejné jako pro standardní ozubení výrobce, viz tab. 6.1, 6.4 a výkresy v příloze A.

Převodový poměr se vypočítá dle vzorce 6.4.

$$i_{1,2} = \frac{91}{23} \doteq 3,957 \quad (6.4)$$

Je možné dále zvětšovat počet zubů na pastorku (pozn. při opačné změně není možné dostáhnout požadované hodnoty $\varepsilon_\alpha > 2$) a zároveň zmenšovat počet zubů na kole. Ovšem při této změně dochází k radikálnímu zmenšení převodového poměru na prvním stupni. Tzn. převodovka by razantně změnila velikost celkového převodového poměru. Protože je velmi obtížné (pro další změny nemožné) velkou změnu na prvním převodovém stupni dorovnat zvětšením převodového poměru na druhém stupni.

Tab. 6.6 – Geometrie a pevnostní výpočet ozubení se změnou počtu zubů pro soukolí 1,2

		výrobce	zvolené			
počet zubů	pastorku z_1	23	27	28	29	
	ozubeného kola z_2	91	88	87	86	
převodový poměr	$i_{1,2}$	3,957	3,259	3,107	2,966	
vstupní parametry pro výpočet soukolí 1,2	poměrná výška hlavy pastorku h_{a1}^*	1,00	1,342	1,355	1,37	
	poměrná výška hlavy kola h_{a2}^*	1,00	1,342	1,355	1,37	
	poměrná hlavová vůle pastorku c_{a1}^*	0,25	0,25	0,25	0,25	
	poměrná hlavová vůle kola c_{a2}^*	0,25	0,25	0,25	0,25	
	poměrný rádius paty pastorku r_{f1}^*	0,38	0,294	0,287	0,279	
	poměrný rádius paty kola r_{f2}^*	0,38	0,294	0,287	0,279	
	úhel profilu α_N	20°	20°	20°	20°	
vypočítané parametry soukolí 1,2	souč. trvání záběru profilem ε_α	1,47	2,02	2,05	2,08	
	souč. trvání záběru profilu krokem ε_β	1,95	1,96	1,96	1,96	
	souč. trvání záběru prof. celkový ε_γ	3,43	3,98	4,01	4,04	
	korekce pastorku x_1	0,331	0,356	0,342	0,330	
	korekce kola x_2	0,017	-0,544	-0,531	-0,519	
kontrola hodnoty hlavové kružnice	pastorku 1 - d_{a1} [mm]	27,13	32,12	33,19	34,26	
	maximální rozměr d_{a1} [mm]	118				
	kola 1 - d_{a2} [mm]	98,86	95,24	94,23	93,22	
	maximální rozměr d_{a2} [mm]	104				
pevnostní výpočet soukolí	$z_{1,2}$ ohyb	S_{F1}	4,452	5,646	5,84	6,031
		$\sigma_{F MAX1}$ [MPa]	460,3	360,0	347,8	336,7
		$\sigma_{FP MAX1}$ [MPa]	1400	1400	1400	1400
		S_{F2}	3,904	4,692	4,877	5,059
		$\sigma_{F MAX2}$ [MPa]	524,6	416,4	400	386,7
		$\sigma_{FP MAX2}$ [MPa]	1400	1400	1400	1400
	$z_{1,2}$ dotyk	$S_{H1} = S_{H2}$	1,462	1,888	1,956	2,025
		$\sigma_{H MAX1} = \sigma_{H MAX2}$	1228,6	951,5	918,2	886,9
		$\sigma_{HP MAX1} = \sigma_{HP MAX2}$	2600	2600	2600	2600

6.3.3 HCR ozubení varianta C

Existují i jiné změny, než v předchozích případech, které je možné změnit, např.:

- normální modul,
- šířku ozubení,
- materiál aj.

V této kapitole je provedena změna modulu pro stávající převodovku. Jak již bylo výše uvedeno, změna počtu zubů má vliv na převodový poměr. Jsou zde ukázané pouze nejvýhodnější varianty změny modulu (pozn. v závislosti na převodovém poměru, aby nedocházelo k velké změně převodového poměru). A korektní návrhy, tj. u kterých bylo

možné dosáhnout součinitele trvání záběru profilem $\varepsilon_\alpha > 2$. Velikost modulu byla zvolena z tabulky normalizovaných modulů podle ČSN 01 4608. Ostatní hodnoty potřebné pro výpočet rozměrů jsou stejné jako pro standardní ozubení, viz tab. 6.1, 6.4 a výkresy v příloze A. [51]

Tab. 6.7 – Geometrie a pevnostní výpočet ozubení se změnou počtu zubů, modulu pro soukolí 1,2

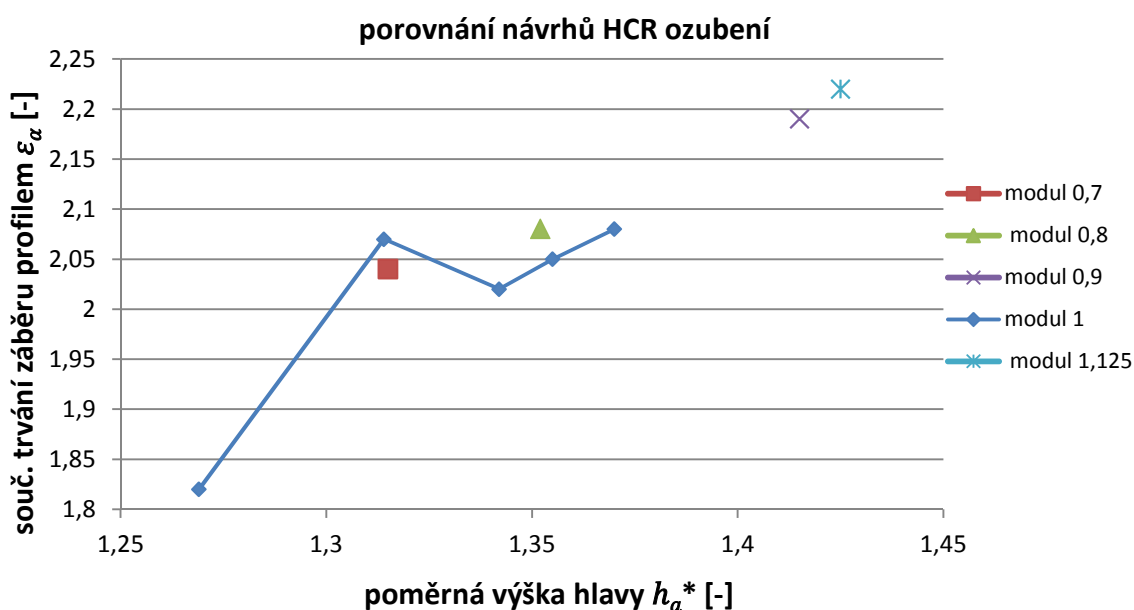
		orig.	zvolené				
počet zubů	pastorku z_1	23	30	33	30	34	
	ozubeného kola z_2	91	73	95	114	130	
modul	$m_{n1,2}$ [mm]	1	1,125	0,9	0,8	0,7	
Přev. poměr	$i_{1,2}$	3,957	2,433	2,9	3,8	3,82	
vstupní parametry pro výpočet soukolí 1,2	poměrná výška hlavy pastorku h_{a1}^*	1,00	1,425	1,415	1,352	1,315	
	poměrná výška hlavy kola h_{a2}^*	1,00	1,425	1,415	1,352	1,315	
	poměrná hlavová vůle pastorku c_{a1}^*	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	
	poměrná hlavová vůle kola c_{s2}^*	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	
	poměrný rádius paty pastorku r_{f1}^*	0,38	0,251	0,256	0,289	0,308	
	poměrný rádius paty kola r_{f2}^*	0,38	0,251	0,256	0,289	0,308	
	úhel profilu α_N	20°	20°	20°	20°	20°	
vypočítané parametry soukolí 1,2	souč. trvání záběru profilem ε_α	1,47	2,22	2,19	2,08	2,04	
	souč. trvání záběru prof. krokem ε_β	1,95	1,742	2,17	2,45	2,79	
	souč. trvání záběru prof. celkový ε_γ	3,43	3,95	4,36	4,53	4,83	
	korekce pastorku x_1	0,331	0,226	0,281	0,328	0,309	
	korekce kola x_2	0,017	-0,788	-0,605	-0,693	-0,429	
kontrola hodnoty hlavové kružnice	pastorku 1 - d_{a1} [mm]	27,13	39,58	34,65	28,21	27,60	
	maximální rozměr d_{a1} [mm]	118					
	kola 1 - d_{a2} [mm]	98,86	88,78	92,45	98,10	98,08	
	maximální rozměr d_{a2} [mm]	104					
pevnostní výpočet soukolí	$z_{1,2}$ ohyb	S_{F1}	4,452	7,751	5,661	4,212	3,702
		$\sigma_{F\ MAX1}$ [MPa]	460,3	255,6	364,7	501,9	585,7
		$\sigma_{FP\ MAX1}$ [MPa]	1400	1400	1400	1400	1400
		S_{F2}	3,904	6,305	4,812	3,548	3,212
		$\sigma_{F\ MAX2}$ [MPa]	524,6	297,7	413,1	572,6	656,6
		$\sigma_{FP\ MAX2}$ [MPa]	1400	1400	1400	1400	1400
	$z_{1,2}$ dotyk	$S_{H1} = S_{H2}$	1,462	2,244	2,097	1,72	1,71
		$\sigma_{H\ MAX1} = \sigma_{H\ MAX2}$ [MPa]	1228,6	800,4	856,4	1044,3	1051,3
		$\sigma_{HP\ MAX1} = \sigma_{HP\ MAX2}$ [MPa]	2600	2600	2600	2600	2600

6.3.4 Porovnání návrhů HCR ozubení

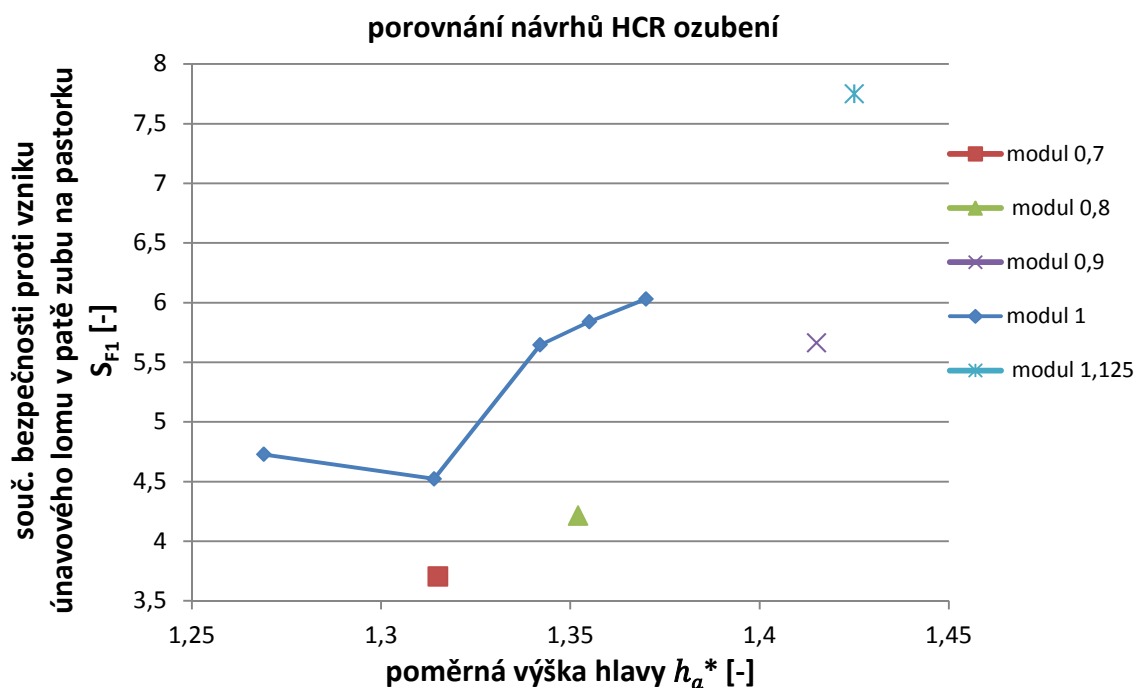
Byly prováděné další návrhy a následné geometrické výpočty, pro jinou šířku a jiný sklon zubů, než používá výrobce. Bohužel u těchto variant nebylo možné dosáhnout součinitele trvání záběru profilem $\varepsilon_\alpha > 2$ a tudíž nemá velký smysl se těmito variantami

dále zaobírat. Vysvětlení, proč není možné dosáhnout $\varepsilon_\alpha > 2$ u šířky ozubení je v kap. 5.7.1. (pozn. šířka ozubení nemá žádný vliv na ε_α).

Na obr. 6.3 je možné porovnat jednotlivé návrhy HCR ozubení, které jsou uvedeny v kap. 6.3.1, kap. 6.3.2, kap. 6.3.3 a v tab. 6.5, tab. 6.6, tab. 6.7. Z výsledků je patrné, že jednotlivé změny pro modul velikosti 1, modul 0,7 a modul 0,8 vycházejí velmi podobně. Nejlepší výsledky s ohledem na závislost součinitele trvání záběru profilem ε_α a poměrnou výšku hlavy h_a^* vychází pro modul 0,9 a pro modul 1,125 dle parametrů, které jsou uvedeny v tab. 6.7. Na obr. 6.3 je provedeno grafické srovnání.



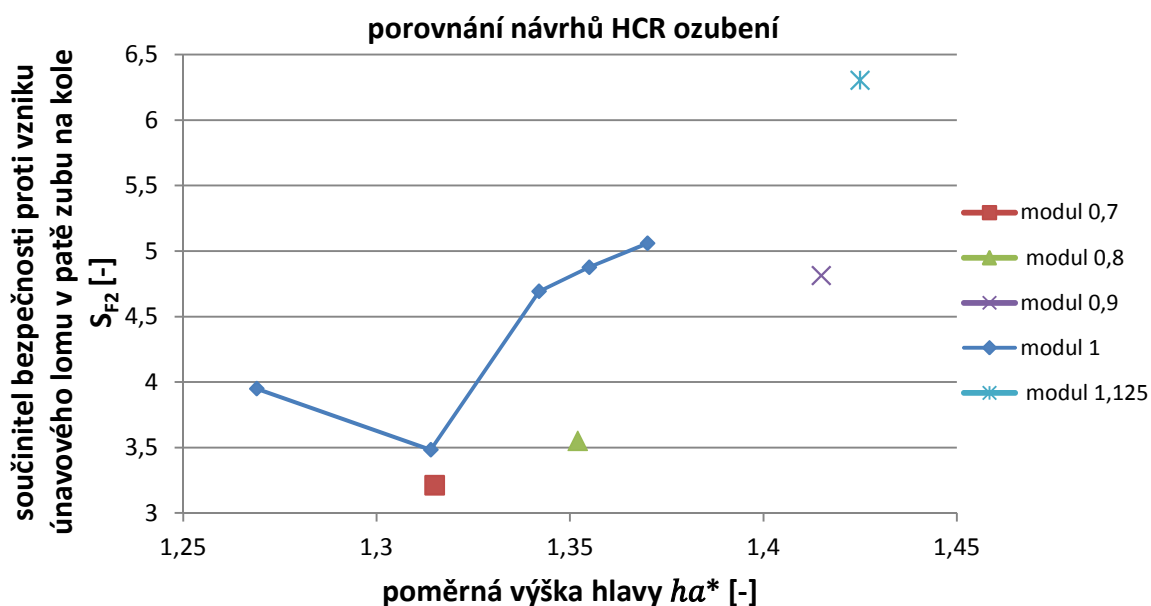
Obr. 6.3 – Porovnání výsledků návrhů HCR ozubení dle tab.6.5,6.6,6.7- část 1/4



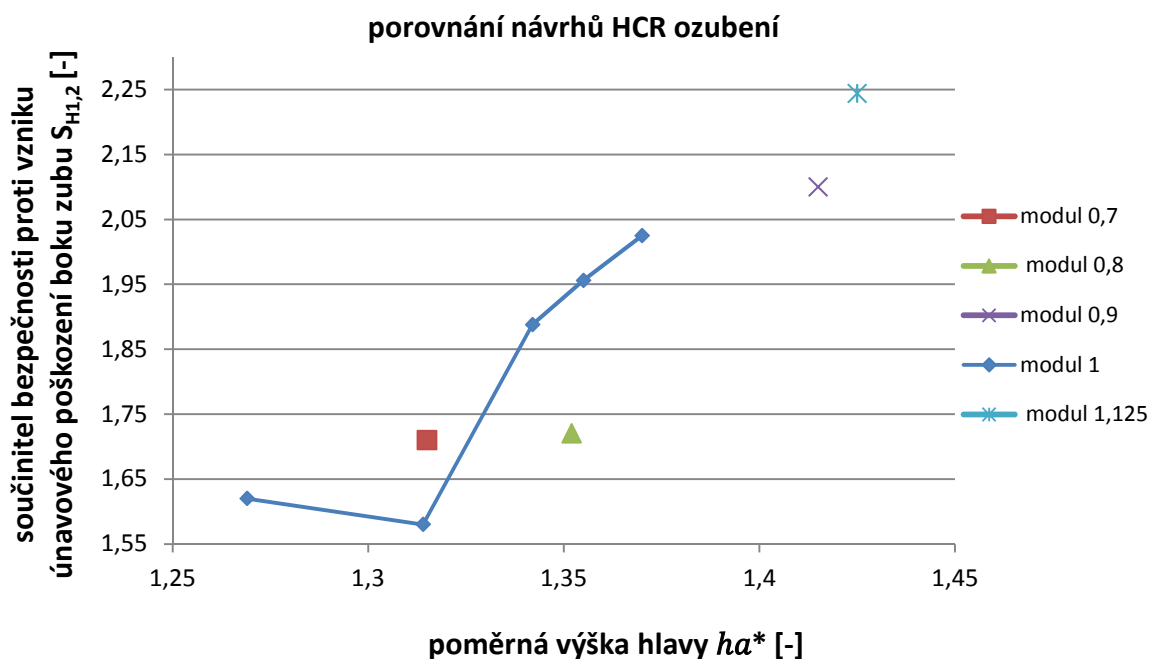
Obr. 6.4 – Porovnání výsledků návrhů HCR ozubení dle tab.6.5,6.6,6.7- část 2/4

Na obr. 6.4 je možné porovnat závislosti součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu na pastorku S_{F1} s poměrnou výškou hlavy h_a^* . A na obr. 6.5 je možné vidět závislost součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu na kole S_{F2} s poměrnou výškou hlavy h_a^* . Opět, jako v předchozím grafu 6.4, vychází nejvýhodnější výsledky pro parametry u modulu 1,125, který je dle parametrů v tab. 6.7.

Obdobné výsledky vychází i pro součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boku zubů $S_{H1,2}$ s poměrnou výškou hlavy h_a^* , jak je patrné na obr. 6.6.



Obr. 6.5 – Porovnání výsledků návrhů HCR ozubení dle tab.6.5,6.6,6.7- část 3/4



Obr. 6.6 – Porovnání výsledků návrhů HCR ozubení dle tab.6.5,6.6,6.7- část 4/4

Nejlepší výsledky vychází pro modul 1,125 (jednotlivé parametry dle tab. 6.7), ovšem převodový poměr se snížil o cca 39% (ve srovnání s originálním ozubením, které je nyní v převodovce používané), což je velmi negativní důsledek tohoto návrhu. Jednotlivé změny velikosti převodů pro všechny návrhy HCR ozubení je možné vidět na v tab. 6.8. Lepší výsledek vychází u modulu 0,9, kde se velikost snížila o 27%. Tato volba je o 12% lepší než v případě volby HCR ozubení pro návrh s modulem 1,125.

Tab. 6.8 – Velikost snížení převodového poměru v závislosti na původním ozubení

		Vý- robce	návrh								
počet zubů	pastorku z_1	23	23		27	28	29	30	33	30	34
	kola z_2	91	91		88	87	86	73	95	114	130
modul [mm]	$m_{n1,2}$	1	1		1	1	1	1,125	0,9	0,8	0,7
poměrná /-ý	výška hlavy pastorku h_{a1}^*	1,00	1,269	1,314	1,342	1,355	1,37	1,425	1,415	1,352	1,315
	výška hlavy kola h_{a2}^*	1,00	1,269	1,314	1,342	1,355	1,37	1,425	1,415	1,352	1,315
	hlavová vůle past. c_{a1}^*	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
	hlavová vůle kola c_{a2}^*	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
	rádius paty past. r_{f1}^*	0,38	0,3321	0,337	0,294	0,287	0,279	0,251	0,256	0,289	0,308
	rádius paty kola r_{f2}^*	0,38	0,332	0,337	0,294	0,287	0,279	0,251	0,256	0,289	0,308
souč. trvání záběru profilem	ε_α	1,47	1,82	2,07	2,02	2,05	2,08	2,22	2,19	2,08	2,04
korekce	pastorku x_1	0,331	0,465	0,665	0,356	0,342	0,330	0,226	0,281	0,328	0,309
	kola x_2	0,017	-0,117	-0,312	-0,544	-0,531	-0,519	-0,788	-0,605	-0,693	-0,429
přev. poměr	$i_{1,2}$	3,957	3,957		3,259	3,107	2,966	2,433	2,9	3,8	3,82
velikost snížení převodového poměru		-	0 %		18 %	21%	25%	39%	27%	4 %	3 %

Všechny výsledky výpočtů návrhů HCR ozubení jsou předané výrobci ozubení, který rozhodne o dalším postupu a případné výrobě ozubení HCR u této převodovky. Dle výsledků, s ohledem na negativní důsledky snížení převodového poměru a s ohledem na geometrické a pevnostní výsledky, je výhodné použít parametry návrhu HCR ozubení uvedené v tab. 6.6, které se týkají změny počtu zubů a profilu zubů. Převodový poměr se zmenší maximálně o 25% oproti původnímu soukolí. Nejvýhodnější volba je také vyznačena v tab. 6.8. Obdobný návrh HCR ozubení je proveden i pro soukolí 3,4 – viz kap. 6.3.5, kap. 6.3.6, kap. 6.3.7. Jednotlivé parametry pro výpočet jsou dle tab. 6.1, 6.4 v kap. 6.1 a dle výkresů v příloze A.

6.3.5 HCR ozubení varianta D

Výpočet proveden pro druhý stupeň převodu (ozubená kola 3,4). Tento HCR návrh / výpočet ozubení je proveden pro následující parametry, které jsou stejné se standardním ozubením výrobce:

- stejný modul,
- stejný počet zubů (na pastorku i na kole),
- stejný sklon a šířky zubů.

V tabulce 6.9 je proveden výpočet HCR ozubení pro změny dle této tabulky. Jednotlivé změny oproti standardnímu ozubení (tj. ozubení výrobce, sloupec I) jsou uvedeny v této tabulce. Ostatní parametry ozubeného soukolí zůstávají nezměnné.

Indexy 3 jsou pro pastorek a indexy 4 jsou pro kolo. Jednotlivé veličiny znamenají:

S_F – součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu,

$\sigma_{F MAX}$ – ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu,

$\sigma_{FP MAX}$ – dovolené napětí při ohybu,

S_H – součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boku zubu,

$\sigma_{H MAX}$ – napětí v dotyku (Herzův tlak) ve valivém bodě,

$\sigma_{HP MAX}$ – dovolené napětí při dotyku.

Tabulka rozměrů standardního ozubení I sloupec dle tab. 6.9 je v příloze A. Při výpočtu u sloupce II a sloupce III bohužel nebylo možné dosáhnout součinitele trvání záběru profilem větší jak 2, tj. $\varepsilon_\alpha \geq 2$. A to z důvodu velké špičatosti ozubení, tzn. tloušťka hlavy zubu pastorku byla menší než doporučená tloušťka (viz kap. 5.5.3). Ostatní hodnoty potřebné pro výpočet rozměrů jsou stejné jako pro standardní ozubení, viz tab. 6.1, tab. 6.2, v kap. 6.1 a na výkresech v příloze A.

Tab. 6.9 – Geometrie a pevnostní výpočet ozubení se změnou pom. výšek pro soukolí 6,4

		Výrobce	Výpočet pro HCR ozubení		
		I.	II.	III.	
		Číslo sloupce			
vstupní parametry pro výpočet soukolí 3,4		poměrná výška hlavy pastorku h_{a3}^*	1,00	1,1	1,1
		poměrná výška hlavy kola h_{a4}^*	1,00	1,1	1,1
		poměrná hlavová vůle pastorku c_{a3}^*	0,25	0,25	0,25
		poměrná hlavová vůle kola c_{a4}^*	0,25	0,25	0,25
		poměrný rádius paty pastorku r_{f3}^*	0,38	0,38	0,337
		poměrný rádius paty kola r_{f4}^*	0,38	0,38	0,337
		úhel profilu α_N	20°	20°	15°
vypočítané parametry soukolí 3,4		souč. trvání záběru profilem ε_α	1,39	1,5	1,62
		souč. trvání záběru profilu krokem ε_β	3,15	3,15	3,15
		souč. trvání záběru profilu celkový ε_γ	4,54	4,65	4,77
		korekce pastorku x_3	0,45	0,53	0,68
		korekce kola x_4	-0,25	-0,32	-0,47
pevnostní výpočet soukolí	$z_{3,4}$ ohyb	S_{F3}	1,89	1,76	1,93
		$\sigma_{F\ MAX3}$ [MPa]	1048,3	1225,2	1057,7
		$\sigma_{FP\ MAX3}$ [MPa]	1400	2600	2600
		S_{F4}	1,80	1,63	1,60
		$\sigma_{F\ MAX4}$ [MPa]	1077,9	1175	1201
		$\sigma_{FP\ MAX4}$ [MPa]	1400	2600	2600
	$z_{3,4}$ dotyk	$S_{H3} = S_{H4}$	0,77	0,79	0,78
		$\sigma_{H\ MAX3} = \sigma_{H\ MAX4}$ [MPa]	2349,1	2281,6	2312,6
		$\sigma_{HP\ MAX3} = \sigma_{HP\ MAX4}$ [MPa]	2600	2600	2600

6.3.6 HCR ozubení varianta E

Další možností použití HCR ozubení u stávající převodovky je zvolit jiný počet zubů na druhém stupni. Kvůli této změně dojde k odchylce převodového poměru od stávajícího, který má velikost $i_{3,4} = 6,429$, viz tabulka 6.1 v kap. 6.1. Ostatní parametry ozubení zůstávají stejné (pozn. neplatí pro všechny průměry ozubeného soukolí – se změnou počtu zubů se mění i některé hodnoty geometrie ozubení).

Byly měněny počty zubů jak na pastorku, tak i na kole. Při této změně je nutné neustále kontrolovat zástavbové rozměry ve skříní převodovky, aby nedošlo ke kolizi. A zároveň je nutné volit počet zubů s ohledem na osovou vzdálenost skříně převodovky, která má hodnotu 69 mm. Tyto rozměry jsou v tab. 6.1 v kap. 6.1 a na výkresech v příloze A. Změny je možné vidět v tab. 6.10.

Převodový poměr se vypočítá dle vzorce 6.5.

$$i_{3,4} = \frac{90}{14} \doteq 6,429 \quad (6.5)$$

Tab.6.10 – Geometrie a pevnostní výpočet ozubení se změnou počtu zubů pro soukolí 3,4

		výrobce	výpočet pro HCR ozubení	
počet zubů	pastorku z_3	14	15	16
	ozubeného kola z_4	90	89	89
převodový poměr	$i_{3,4}$	6,429	5,933	5,563
vstupní parametry pro výpočet soukolí 3,4	poměrná výška hlavy pastorku h_{a3}^*	1,00	1,12	1,16
	poměrná výška hlavy kola h_{a4}^*	1,00	1,12	1,16
	poměrná hlavová vřle pastorku c_{a3}^*	0,25	0,25	0,25
	poměrná hlavová vřle kola c_{a4}^*	0,25	0,25	0,25
	poměrný rádius paty pastorku r_{f3}^*	0,38	0,38	0,378
	poměrný rádius paty kola r_{f4}^*	0,38	0,38	0,378
	úhel profilu α_N	20°	20°	20°
vypočítané parametry soukolí 3,4	souč. trvání záběru profilem ε_α	1,39	1,54	1,65
	souč. trvání záběru profilu krokem ε_β	3,15	3,15	3,15
	souč. trvání záběru prof. celkový ε_γ	4,54	4,69	4,80
	korekce pastorku x_3	0,45	0,515	0,485
	korekce kola x_4	-0,25	-0,309	-0,804
kontrola hodnoty hlavové kružnice	pastorku 1 - d_{a3} [mm]	22,14	23,91	25,2
	maximální rozměr d_{a3} [mm]	47		
	kola 1 - d_{a4} [mm]	120,86	119,68	118,5
	maximální rozměr d_{a4} [mm]	124		
pevnostní výpočet soukolí	$z_{3,4}$ ohyb	S_{F3}	1,89	1,72
		$\sigma_{F MAX3}$ [MPa]	1048,3	1152
		$\sigma_{FP MAX3}$ [MPa]	1400	1400
		S_{F4}	1,80	1,6
		$\sigma_{F MAX4}$ [MPa]	1077,9	1197,3
		$\sigma_{FP MAX4}$ [MPa]	1400	1400
	$z_{3,4}$ dotyk	$S_{H3} = S_{H4}$	0,77	0,82
		$\sigma_{H MAX3} = \sigma_{H MAX4}$ [MPa]	2349,1	2193,9
		$\sigma_{HP MAX4} = \sigma_{HP MAX4}$ [MPa]	2600	2600

Při této volbě HCR ozubení nebylo možné dosáhnout součinitele trvání záběru profilem $\varepsilon_\alpha > 2$. Vysvětlení jednotlivých veličin u pevnostního výpočtu je uvedeno v kap. 6.3.1. Ostatní hodnoty potřebné pro výpočet rozměrů jsou stejné jako pro standardní ozubení výrobce, viz tab. 6.1, tab. 6.2, v kap. 6.1 a na výkresech v příloze A.

Je možné dále zvyšovat počet zubů na pastorku a zároveň zmenšovat počet zubů na kole. Ovšem při této změně dochází k radikálnímu zmenšení převodového poměru. Tzn. převodovka by razantně změnila velikost celkového převodového poměru. Protože je velmi obtížné (pro další změny nemožné) velkou změnu na druhém převodovém stupni dorovnat zvětšením převodového poměru na prvním stupni.

6.3.7 HCR ozubení varianta F

Existují i jiné změny, než v předchozích případech, které je možné změnit, např.:

- normální modul,
- sklon zubů kola β ,
- materiál aj.

V této kapitole je provedena změna modulu pro stávající převodovku. Jak již bylo výše uvedeno, změna počtu zubů má vliv na převodový poměr. Jsou zde ukázané pouze nejuvhodnější varianty změny modulu (pozn. v závislosti na převodovém poměru, aby nedocházelo k velké změně převodového poměru, a aby bylo možné dosáhnout co největšího součinitele trvání záběru profilem ε_α). Velikost modulu byla zvolena z tabulky normalizovaných modulů podle ČSN 01 4608. Ostatní hodnoty potřebné pro výpočet rozměrů jsou stejné jako pro standardní ozubení, viz tab. 6.1, tab. 6.2, v kap. 6.1 a na výkresech v příloze A. V žádném návrhu nebylo možné dosáhnout součinitele trvání záběru profilem $\varepsilon_\alpha > 2$, ani při změně modulů, ani při změně sklonu zubů, počtu zubů aj. Proto nemá smysl u těchto návrhů dále provádět pevnostní výpočet ozubení. Výsledky návrhů jsou vidět v tab. 6.11.[51]

Tab. 6.11 – Geometrie a pevnostní výpočet ozubení se změnou počtu zubů, modulu pro soukolí 3,4

		orig.	zvolené		
počet zubů	pastorku z_3	14	14	14	15
	ozubeného kola z_4	90	81	73	101
modul	$m_{n3,4}$	1,25	1,375	1,5	1,125
přev. poměr	$i_{3,4}$	6,429	5,786	5,214	6,733
vstupní parametry pro výpočet soukolí 3,4	poměrná výška hlavy pastorku h_{a3}^*	1,00	1,108	1,10	1,125
	poměrná výška hlavy kola h_{a4}^*	1,00	1,108	1,10	1,125
	poměrná hlavová vůle pastorku c_{a3}^*	0,25	0,25	0,25	0,25
	poměrná hlavová vůle kola c_{a4}^*	0,25	0,25	0,25	0,25
	poměrný radius paty pastorku r_{f3}^*	0,38	0,38	0,38	0,38
	poměrný radius paty kola r_{f4}^*	0,38	0,38	0,38	0,38
	úhel profilu α_N	20°	20°	20°	20°
vypočítané parametry soukolí 3,4	souč. trvání záběru profilu ε_α	1,39	1,53	1,53	1,57
	souč. trvání záběru prof. krokem ε_β	3,15	2,86	2,62	3,50
	souč. trvání záběru prof. celkový ε_γ	4,54	4,39	4,15	5,07
	korekce pastorku x_3	0,45	0,508	0,504	0,513
	korekce kola x_4	-0,25	-0,563	-0,511	-0,522
kontrola hodnoty hlavové kružnice	pastorku 1 - d_{a3} [mm]	22,14	24,80	27,05	21,53
	maximální rozměr d_{a3} [mm]	47			
	kola 1 - d_{a4} [mm]	120,86	119,29	117,61	121,52
	maximální rozměr d_{a4} [mm]	124			

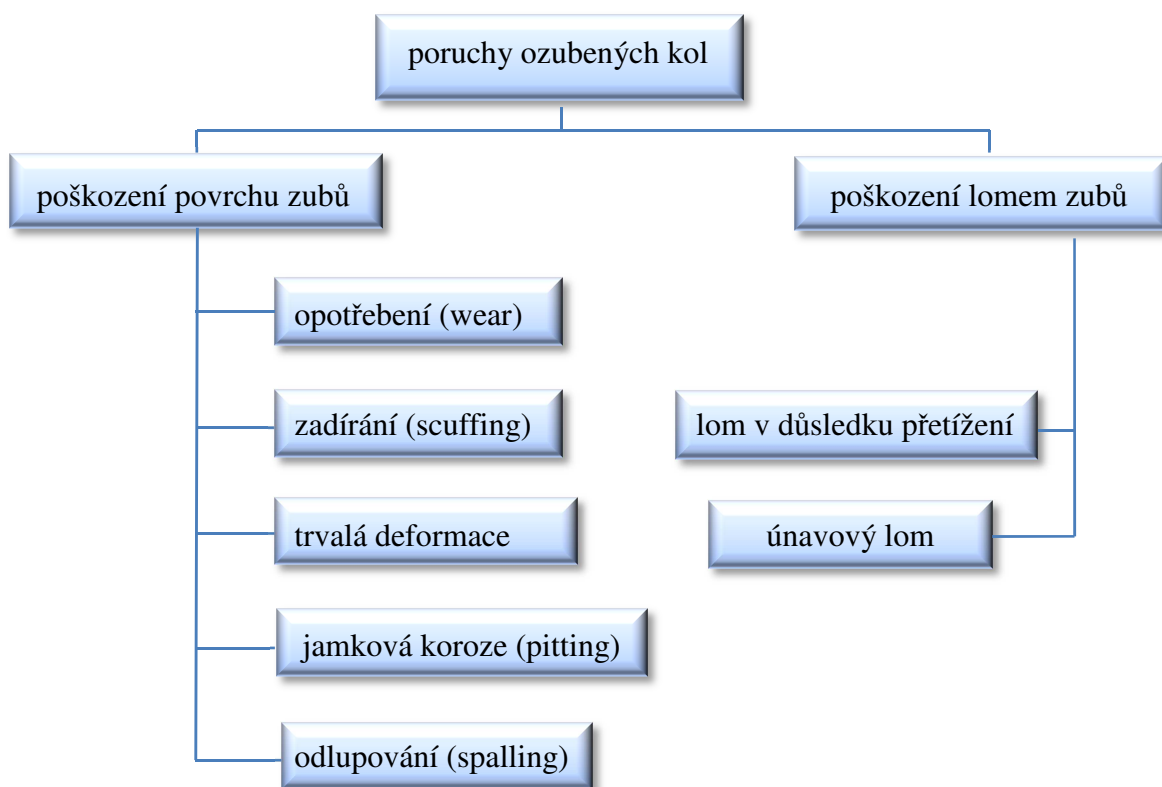
U všech návrhů pro druhé soukolí, tj. ozubená kola 3 a 4 nemá **velký smysl používat HCR ozubení**. V kapitolách 6.3.5, 6.3.6, 6.3.7 jsou pospané změny parametrů standardního ozubení, aby bylo možné dosáhnout ozubení HCR. A dále jsou uvedené jednotlivé přínosy těchto změn. U žádného návrhu nebylo možné dosáhnout rozložení zatížení na 2 nebo více zubů (tj. součinitel trvání záběru profilem $\varepsilon_\alpha \geq 2$). Únosnost ozubených kol se příliš nezvýšila proti původním kolům, které byly se standardním profilem zubu. Bylo by velmi neekonomické použití těchto zubů u druhého stupně převodovky, jelikož je potřeba pořídit speciální nástroj na výrobu ozubení. Stávající klasické ozubení jsou plně dostačující.

6.4 Možnosti poškození zubů

Existují různé druhy poruch ozubení, nejběžnější jsou popsány v této kapitole. K poruchám ozubení dochází vlivem přetížení ozubení, nedostatečného mazání nebo vlivem cizích částí v mazivu (nečistoty). Opatřebním a poškozením zubů se zabývá spousta odborných literatur a norem, např. norma ČSN ISO 10825. Kvůli určení typu poruchy je možné stanovit provozní podmínky, které vedly k poškození ozubení. Základní poruchy ozubení jsou rozděleny podle obrázku 6.7. [15] [16] [21] [33] [35] [53]

Cílem bylo zjistit **poškození zubů** a to **pro standardní a HCR ozubení** dle následujících bodů:

- provést pevnostního výpočtu pro konkrétní ozubená kola z průmyslu. Srovnat výpočet pro standardní a HCR ozubení a zjistit, u kterého dojde dříve k porušení
- jaké jsou možnosti zamezení (předejití) vzniku poškození,
- na laboratorních zařízeních otestovat standardní i HCR ozubení. Vytvořit Wöhlerovu křivku a porovnat s pevnostním výpočtem, kap. 7.3.



Obr. 6.7 – Poruchy ozubených kol

Pevnostní vlastnosti materiálu pro ozubená kola jsou určeny:

- chemickým složením,
- mechanickými vlastnostmi (pevnost, houževnatost),
- kvalitou materiálu (nečistoty, velikost zrna),
- způsobem výroby polotovaru (výkovek, odlitek),
- kvalitou obrábění,
- tepelné, chemicko-tepelné zpracování,
- tvrdost a hloubka povrchové vrstvy,
- zbytkové pnutí.

Pro dostatečnou pevnost ozubených kol jsou nejdůležitější poruchy, které způsobují únavu materiálu nebo zadření ozubení u vysokých otáček. Mezi únavové poškození ozubených kol patří poruchy, které jsou závislé na počtech cyklů a na velikosti zatížení. Kontaktní únavová pevnost v dotyku a ohybu je popsána v dalších kapitolách (6.4.1).

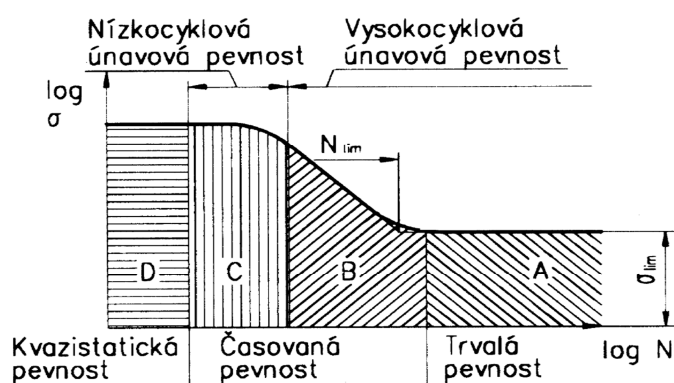
Existují dva základní typy únavových poruch: [25] [52]

- únavový lom zubů nebo části ozubeného kola (jiného než zubu),

- únavové porušení povrchu boku zubů - odlupování (spalling) nebo jamková koroze (pitting).

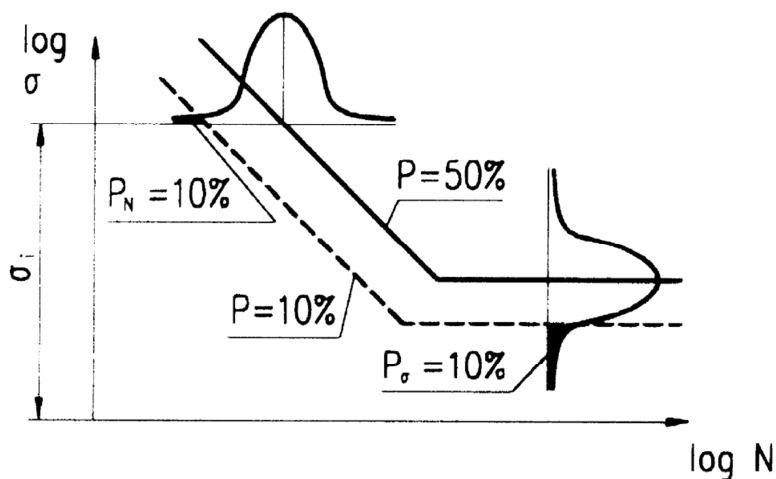
6.4.1 Únosnost ozubeného kola

Únosnosti ozubeného kola je možné zjistit v závislosti napětí na počtech cyklů. S určitou pravděpodobností způsobí únavovou poruchu ozubení, která je daná tzv. Wöhlerovou křivkou. Ozubená kola je možné konstruovat, nebo zkoušet podle určitých oblastí ve Wöhlerově křivce. Existují 4 oblasti, jak je možné vidět na obr. 6.8. Např. oblast A představuje vysokou jistotu, že nedojde k poruše. Tato oblast se nazývá trvalá pevnost. Snížení Hertzova tlaku se projeví ve zvýšení životnosti ozubení v dotyku.



Obr. 6.8 – oblasti ve Wöhlerově křivce [25]

U Wöhlerovy křivky se používá pro výpočtové parametry index H pro poškození Hertzovými tlaky. Index F se používá pro lom zubů. U ozubených kol má šikmá větev Wöhlerovy křivky pravděpodobnost vzniku poruchy 50%, jak je možné vidět na obr. 6.9. Dále je možné vidět i Gaussovo rozložení pravděpodobnosti vzniku poruchy (např. 10%) – v tomto případě vzniku poruchy.



Obr. 6.9 – Wöhlerova křivka pro pravděpodobnost vzniku poruchy 10% a 50% [25]

Rovnice šikmé větve Wöhlerovy křivky je dána vztahem 6.6.

$$\sigma_{W1}^q \cdot N_{W1} = \sigma_{W2}^q \cdot N_{W2} \quad (6.6)$$

Vysvětlení jednotlivých parametrů, které jsou ve vzorci 6.6 jsou popsány v kap. 7.3.2

Exponent šikmé větve Wöhlerovy křivky pro zkoušená ozubená kola lze vypočítat dle vzorce 6.7, který je odvozený ze vzorce 6.6.

$$q_H = \frac{\log N_{W2} - \log N_{W1}}{\log \sigma_{W1}^q - \log \sigma_{W2}^q} = \frac{\log \left(\frac{N_{W2}}{N_{W1}} \right)}{\log \left(\frac{\sigma_{W1}^q}{\sigma_{W2}^q} \right)} \quad (6.7)$$

6.4.2 Kontaktní únavová pevnost

Při valení ozubených kol po sobě dojde (po určité době) k únavovým jevům v povrchové vrstvě. Tyto jevy se označují jako kontaktní únava.

Parametry, které mají vliv na kontaktní únavu:

- Hertzovo napětí,
- počet cyklů,
- jakost a tvrdost materiálu,
- mazivo a teplota.

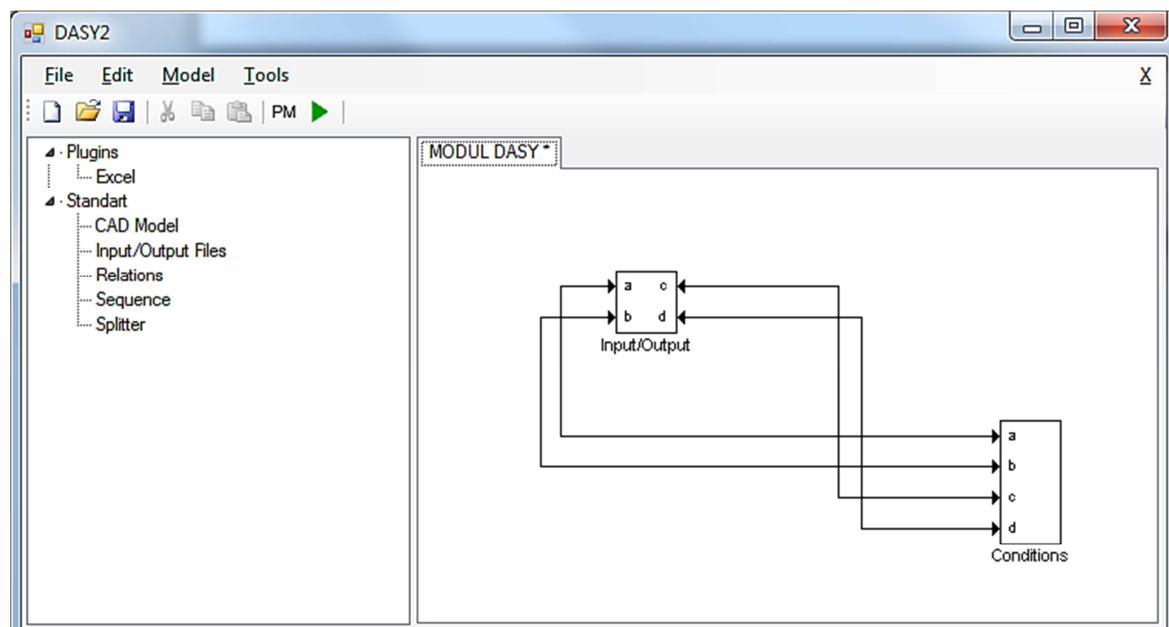
V historii byly provedeny různé laboratorní zkoušky, které se zabývaly kontaktními úlohami. Sledovala se tvorba jamek na povrchu. Testy prováděl např. Buckingham, který zjistil například, že u kalených ocelových ozubených kol se mez únavy nevyskytuje. Z těchto důvodů se používají materiály, které odolávají kontaktním únavám. Buckingham a potom i Talbourdeta prováděli různé testy, ze kterých získali potřebné údaje pro navrhování ozubených kol. Buckingham navrhl zařízení, na kterém prováděl měření kontaktní únavy. [52]

6.5 Optimalizace SW DASY, Geometrie a pevnostního výpočtu CSNw

Program DASY je softwarový program, který dokáže komunikovat mezi různými softwarovými programy. Umožňuje virtuální zakreslení pomocí blokových schémat a připojení těchto schémat mezi sebou, jak je vidět na obr. 6.10. Dokáže provádět jednotlivé algoritmy pro výpočet. Nebo, pomocí tohoto programu, lze vyřešit optimalizační úlohy aj. Tento program vytvořil pan Sergii Bogomolov z Technické Univerzity v Praze.

V rámci urychlení výpočtů a hledání optimálního výsledku závislosti mezi geometrií a pevnostním výpočtem byl aplikován SW DASY. V našem případě byl výpočet aplikován

pro software Geometrie (kontrola geometrie ozubených kol) a software CSNw (pevnostní výpočet ozubení podle ČSN 01 4686). Po zadání určitých omezujících parametrů, které se mohou kdykoliv změnit, byla provedena optimalizace zadané úlohy. Jednotlivé postupy, zadávání do softwarových programů a hledání optimalizační úlohy (pro zadané omezující podmínky) je možné se dočíst v příloze D. [55] [57] [59]



Obr. 6.10 – Zakreslení pomocí blokových schémat v SW DASY [55]

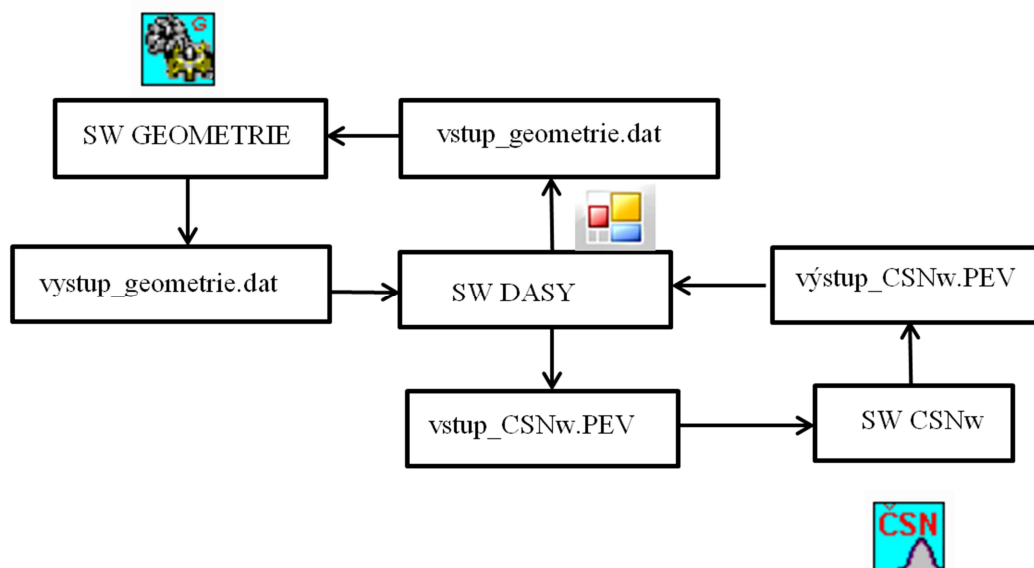
DASY ve verzi 2.0 byl vyvinut jako prázdná šablona použitelná pro návrh konstrukční sítě a nalezení hlavních, časově nejnáročnějších iteračních smyček. DASY zrychluje iterace prováděné přes celou síť využitím metod různé přesnosti a nároků:

- jednoduché algebraické metody jsou již z části do DASY vestavěny,
- DASY obsahuje vlastní i komerční optimalizační procedury,
- plugin připojení pro externí metody a CAD parametrické konstruování,
- změna úrovně metody během iteračního procesu.

Dasy je rozšiřitelný pomocí různých modulů. Speciální bloky v softwaru Dasy umožňují vzájemnou komunikaci mezi těmito programy. Výhodou tohoto programu je také jeho malá velikost (cca 1MB) a není nutnost Dasy instalovat na pevný disk počítače. Následující moduly jsou již vyvinuty a jsou součástí Dasy:

- Microsoft Excel,
- CATIA,
- ProEngineer / Creo.

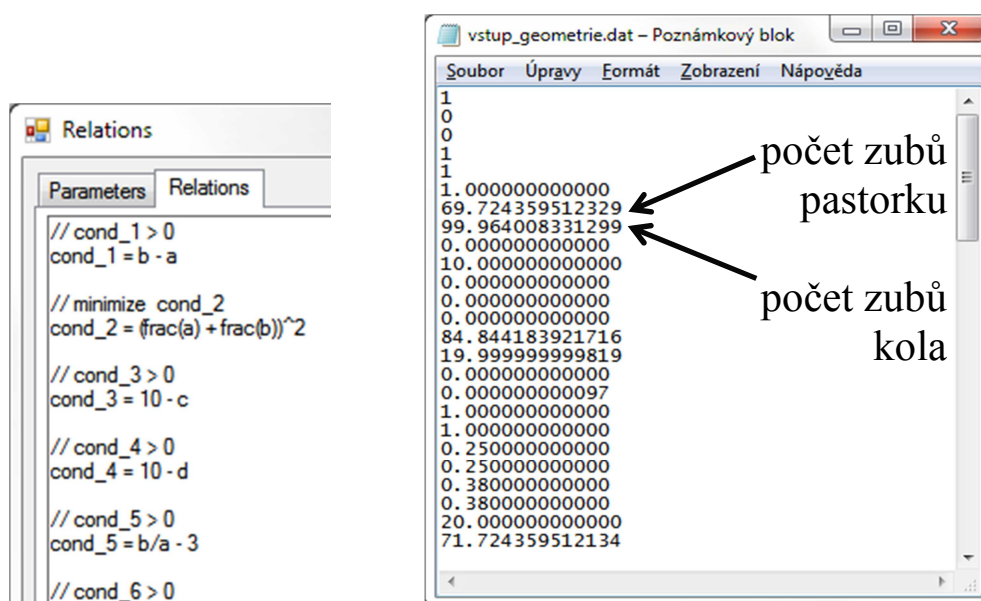
Zjednodušený postup, jak program DASY s jednotlivými programy pracuje je vidět na obr. 6.11. Detailnější postup, včetně všech možností jak postupovat je v příloze D.



Obr. 6.11 – Schéma vzájemné komunikace mezi SW GEOMETRIE, SW DASY A SW CSNw

Při tomto postupu se hledá optimalizační řešení pro geometrický a pevnostní výpočet ozubení. Při určitých omezujících parametrech, které se mohou měnit. Provádí se optimalizace změnou parametrů např. $z_1, z_2, \beta, h_a^*, m_n$.

Pro další výzkum a pokračování v implementaci SW DASY je potřeba odladění optimalizace v počtech zubů, jelikož SW DASY někdy nekorektně zaokrouhluje počet zubů, jak je vidět např. na obr. 6.12. I když v SW DASY jsou zadány zaokrouhlovací parametry, někdy v rámci optimalizace dojde k výsledku u počtu zubů v desetinném čísle.



Obr. 6.12 – Zadání některých parametrů v SW DASY (vlevo) a vstupní soubor SW GEOMETRIE (vpravo)

7 Zkoušky a laboratorní měření ozubených kol

V následujících kapitolách jsou popsány:

- nejběžněji používané zkoušky ozubených kol – kap. 7.1,
- zkoušky ozubení v laboratořích VŠB-TU Ostrava – kap. 7.2, kap. 7.4,
- výpočet ozubení pro laboratorní měření pomocí softwaru – kap. 7.3.

7.1 Nejběžněji používané zkoušky ozubených kol

V kap. 7.1.1 až 7.1.3 jsou popsány nejběžněji používané zkoušky pro testování ozubených kol

7.1.1 Běhové zkoušky

Zkouší se především ozubená soukolí na dotyk. Jedná se o uzavřený, nebo otevřený tok výkonu (tj. technologická skříň a zkušební skříň). Z výsledků běhových zkoušek se určí σ_{Hlim}^0 (mez únavy v dotyku při určitém počtu zatěžovacích cyklů, viz kap. 6.4.1). Norma ČSN 01 4686-část 5 udává pravděpodobnost bezporuchového provozu 50%, při součiniteli bezpečnosti $S_H=1,0$. Pokud je požadována větší bezpečnost než 50%, je potřeba vyšší hodnotu součinitele bezpečnosti S_H a postupuje se podle normy ČSN 01 4686-část 1. Testovaná ozubená kola jsou zkoušena pomocí běhové zkoušky, popis laboratorního zařízení je v kap. 7.4. [52]

7.1.2 Pulsátorové zkoušky

Zkouší se tvrzená ozubená kola na ohyb. Pulsátorová zkouška je rychlejší než běhová zkouška.

7.1.3 Zkoušky kontaktní únavy

Zjišťuje se poškození povrchu. Zkušební součást je v kontaktu se zatěžovacím tělesem (kotoučem). Výhodou této zkoušky je, že se dá aplikovat na různé materiály [25]

7.2 Zkoušky ozubení na VŠB-TU Ostrava

Zkoušky ozubených kol, na katedře Částí a mechanismů strojů na Fakultě strojní VŠB-TU Ostrava, se prováděly pomocí experimentu – kap. 7.4.

7.3 Ozubená kola pro zkušební zařízení

Pro další výpočet a zkoušení byla vybrána jiná ozubená kola z firmy TOS Znojmo, na kterých se v laboratořích na katedře Částí a mechanismů strojů v Ostravě prováděla

experimentální měření. A to z důvodu použitelnosti ve zkušebním zařízení. Zkušební zařízení je postaveno na osovou vzdálenost 65 mm (viz kap. 7.4).

Plán a postup zkoušek s ozubenými koly:

- výroba ozubených kol ve firmě TOS Znojmo,
- vizuální kontrola ozubení, ověření geometrických parametrů pracovníkem technické kontroly ve firmě TOS Znojmo,
- změření geometrie ozubených kol – kompletní naměřené a vyhodnocené záznamy jednotlivých ozubených kol na CNC měřícím centru je možné vidět v příloze C (pro $b=30$, $b=11.5$, $b=10$). Vyhodnocení náměrů ozubených kol je provedeno dle DIN 3960. Náměry se týkají: profilu zubu, sklonu zubu, úchylky obvodových a součtových roztečí, házení aj.,
- příprava laboratorního měření dle postupů v kap. 7.4,
- sestavení plánu zkoušek – jedno a více hladinové zkoušky (časově velmi náročné),
 - o zjistit vibrace a hluk v ozubení – měření prováděl Ing. Burián Miroslav, Ing. Trochta Miroslav,
 - o zjistit poškození zubu – měření prováděl Ing. Burián Miroslav,
 - o zjistit chybu převodu – např. vlivem teploty maziva, vlivem výrobních nepřesností aj., - měření prováděl Ing. Trochta Miroslav,
 - o provést měření otisků zubů – měření prováděl Ing. Pavlík Jan,
- provést úpravu šířky ozubení standardního i HCR (označení těchto ozubených kol je popsáno níže – kap. 7.3.1, kap. 7.3.3) na velikost 10 mm (důvod změny je popsán v kap. 7.4.2, následně po zkoušení byla změna šířky na 6mm). Zjistit poškození pro jednotlivá ozubená kola. Předpoklad (při určitém zatížení a při určitých počtech cyklů), kdy se má přibližně sledovat vznik poškození je popsán v kap. 7.3.5 v tabulce 7.3. A to z důvodu, aby nebylo nutné neustále sledovat průběh zkoušky, ale zaměřilo se hlavně na danou oblast pravděpodobnostního vzniku poškození. Během zkoušek se pravidelně (ale ne neustále) provádí vizuální kontrola ozubení,
- vytvořit Wöhlerovu křivku se všemi zanesenými body měření. Zjistit např. rozptyl hodnot od této křivky, vyhodnocení v kap. 7.4.2, v kap. 7.4.3 a v závěru kap. 8,
- provést srovnání s teoretickým pevnostním výpočtem, jehož výsledky jsou v kap. 7.3.5 tab. 7.3. Zjistit odchylky experimentálního měření a pevnostního výpočtu, vyhodnocení v kap. 7.4.2, v kap. 7.4.3 a v závěru kap. 8.

7.3.1 Parametry zkoušených ozubených kol

Na laboratorních zařízeních katedry Částí a mechanismů strojů v Ostravě se prováděly testy standardní i HCR ozubení. Firma TOS Znojmo a.s. ve spolupráci se Škodou Auto a.s. vyrobila následující zkušební ozubená kola s výkresovým označením:

- ZZAP-0109 HCR-015 $\alpha_N = 15^\circ, m_{1,2} = 1.5, z_1 = 30,$
- ZZAP-0110 HCR-015 $\alpha_N = 15^\circ, m_{1,2} = 1.5, z_2 = 43,$
- ZZAP-0109S-015 $\alpha_N = 20^\circ, m_{1,2} = 1.5, z_1 = 30,$
- ZZAP-0110S-015 $\alpha_N = 20^\circ, m_{1,2} = 1.5, z_2 = 43.$

Jednotlivé parametry ozubení jsou uvedeny na výkresech v příloze C a to včetně jednotlivých kontrolovatelných mezních úchylek. Dále v příloze C jsou náměry pro jednotlivá ozubená kola. Vysvětlení některých pojmů, které se v této příloze nacházejí a nejsou v ní popsány:

$f_{H\alpha}$ – úchylka profilu,	F_α – celková úchylka profilu,
$f_{f\alpha}$ – úchylka tvaru evolventy,	$f_{H\beta}$ – úchylka sklonu boku zubu,
F_β – celková úchylka sklonu zubu,	$f_{f\beta}$ – úchylka tvaru sklonu zubu.

Konkrétně se jednalo o zkoušení:

- pastorku ZZAP-0109S-015 s kolem ZZAP-0110S-015, každé ozubené kolo je vyrobeno ve 2 vzorcích,
- HCR pastorku ZZAP-0109 HCR-015 s kolem ZZAP-0110 HCR-015, každé ozubené kolo je vyrobeno ve 2 vzorcích.

Jednotlivé parametry ozubení jsou uvedeny v tab. 7.1 a na výkresech v příloze C. Naměřené a vyhodnocené záznamy jednotlivých ozubených kol (tj. evolventy a boční křivky aj.) na CNC měřícím centru je možné vidět v příloze C (pro $b=11$). Vyhodnocení náměrů ozubených kol je provedeno dle DIN 3960. Náměry se týkají profilu zubu, sklonu zubu, úchylky obvodových a součtových roztečí, házení aj.

Tab. 7.1 – Geometrické parametry zkušebního ozubení

		HCR ozubení		standardní ozubení	
		pastorek	kolo	pastorek	kolo
		ZZAP-0109 HCR-015	ZZAP-0110 HCR-015	ZZAP-0109S-015	ZZAP-0110S-015
počet zubů	z_i	30	43	30	43
modul	$m_{n1,2}$	1,5			
materiál		16 220.3	14220.1	16 220.3	14 220.1
vstupní parametry pro výpočet	úhel sklonu zubu β	32°			
	společná šířka kola	28,5			
	poměrná výška hlavy pastorku h_a^*	1,583	1,583	1	1
	poměrná hlavová vůle pastorku c_a^*	0,25	0,25	0,25	0,25
	poměrný rádius paty pastorku r_f^*	0,3215	0,3215	0,38	0,38
	úhel profilu α_N	15°		20°	
vypočítané parametry soukolí	souč. trvání záběru profilu ε_α	2,23		1,29	
	souč. trvání záběru prof. krokem ε_β	3,20		3,20	
	souč. trvání záběru prof. celkový ε_γ	5,43		4,49	
	Korekce pastorku x_1 , kola x_2	0,3	-0,003	0,3	-0,00135

7.3.2 Výpočet ozubení pomocí software

Výpočet byl proveden pomocí softwaru „Výpočet životnosti“. Tento software je přístupný na katedře Částí a mechanismů strojů Fakulty Stojní na VŠB-TU Ostrava. Jedná se o výpočet životnosti pro různé typy poškození a pro různá spektra zatížení. Software provádí výpočet životnosti pro různé typy poškození a pro různá spektra zatížení. Zatížení je možné zadat v MPa, Nm, nebo v N, jak je možné vidět na obr. 7.1. Exponent šikmé větve $q_H = 10$ je uvažován dle normy. [62]

Po zadání povinných vstupních parametrů (parametry Wöhlerovy křivky a mezní zatížení), které jsou zobrazeny na obr. 7.1, je možné provést výpočet životnosti. Mezi povinné vstupní parametry patří (v tomto případě pro pitting ozubených kol):

- mez únavy σ_{Hlim} ,
- bazový počet cyklů N_{Hlim} ,
- exponent (směrnice) q_H ,
- exponent (směrnice) – Haibach h ,
- korekce exponentu – Corten Dolan b ,
- mezní zatížení (kvazistatická únosnost) Z_{NT} .

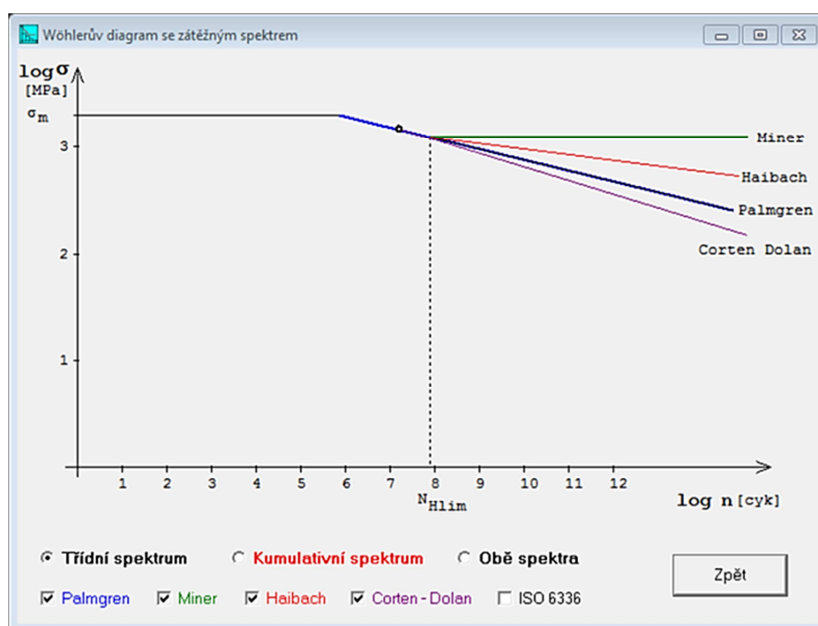
Obr. 7.1 – Výpočet životnosti, zadané materiálové parametry [62]

Hodnoty vstupních parametrů je možné získat dle materiálových konstant, které jsou v softwaru „Pevnostní výpočet ozubení CSNw“ předdefinované. [57] [62]

σ_{Flimb2}^0	700.0	[MPa]
σ_{Hlim2}^0	1270.0	[MPa]
V_{HV2}	650	
J_{HV2}	250	
R_{m2}	785.0	[MPa]
R_{e2}	588.0	[MPa]
q_{F2}	9.0	
q_{H2}	10.0	
N_{Flim2}	3E+6	
N_{Hlim2}	10E+7	
E_2	2.1E+5	[MPa]
ν_2	0.300	
Mat.	14 220	

Obr. 7.2 – Materiálové konstanty pastorku a ozubeného kola ze SW „Pevnostní výpočet ozubení CSNw“ [57]

Na obr. 7.3 je možné vidět Wöhlerovu křivku v softwaru „Výpočet životnosti“ pro vstupní parametry ozubení, které jsou uvedeny na obr. 7.1.



Obr. 7.3 - Wöhlerova křivka pro ozubená kola zkušebního zařízení [62]

Přibližný počet cyklů lze určit z obrázku 7.3 (počet cyklů v logaritmických souřadnicích je cca 7,9 a napětí cca 3). V programu „Výpočet životnosti“ není možné přesně (pozn. přibližně ano) odečítat hodnoty pro libovolný počet cyklů (zjistí se hladina zatížení) nebo pro různé hladiny zatížení (zjistí se odpovídající počet cyklů). Z toho důvodu byla vytvořena Wöhlerova křivka i v programu Excel. (Pozn. nebo je možné používat pro odměření program AutoCAD). Poté bylo možné provést kontrolu správnosti Wöhlerovy křivky v programu „Výpočet životnosti“ s programem „Excel“. [54] [56]

Na Wöhlerově křivce je možné zjistit pro určitý počet cyklů (v logaritmických souřadnicích) napětí (také v logaritmických souřadnicích). A to pro určitý stupeň pravděpodobnosti vzniku poruchy, v tomto případě pro 50% pravděpodobnost vzniku poruchy.

Tab. 7.2 – Parametry pro konstrukci Wöhlerovy křivky [57]

Parametry materiálu 14 220.1							
σ_{Flim} [MPa]	σ_{Hlim} [MPa]	R_m [MPa]	R_e [MPa]	q_F [-]	q_H [-]	N_{flim} [cyklů]	N_{hlim} [cyklů]
700	1270	785	588	9	10	3,0 E+06	1,0 E+08
Převod do logaritmických souřadnic, potřebných pro konstrukci Wöhlerovy křivky							
-	3,10380	-	-	-	-	-	8

Rovnice šikmé větve Wöhlerovy křivky je dána vztahem 7.1. Výpočet velikosti amplitudy napětí σ_a pro určitý počet cyklů (platí jen pro šikmou větev Wöhlerovy křivky) se vypočítá z této rovnice:

$$\begin{aligned}\sigma_{Hlim}^{q_H} \cdot N_{Hlim} &= \sigma_a^{q_H} \cdot N_{wa} \\ \Rightarrow \sigma_a^{q_H} &= \frac{\sigma_{Hlim}^{q_H} \cdot N_{Hlim}}{N_{wa}}\end{aligned}\quad (7.1)$$

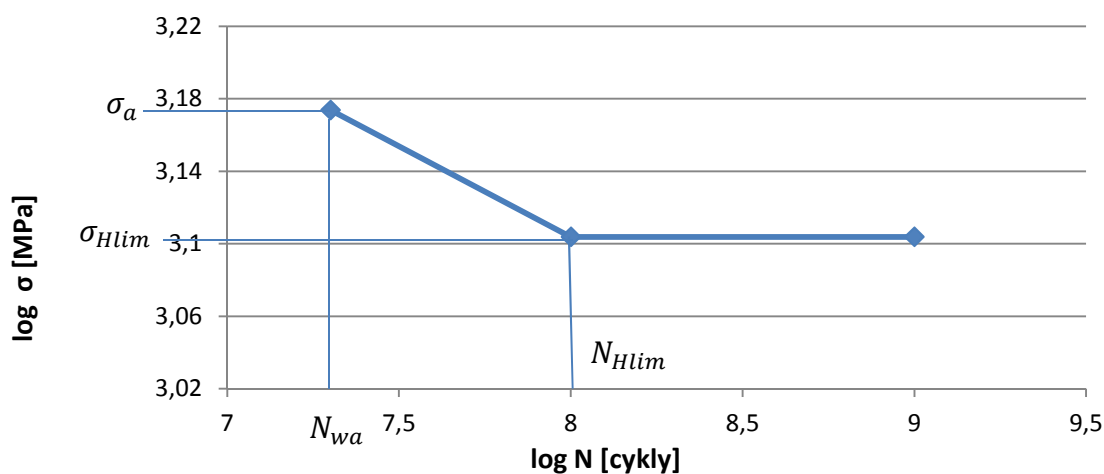
Kde: N_{wa} – počet cyklů, který odpovídá napětí σ_a u Wöhlerovy křivky,

N_{Hlim} – počet cyklů pro napětí na mezi únavy. Odpovídá napětí σ_{Hlim} u Wöhlerovy křivky dle materiálu, který je uvedený v tabulce 7.2,

σ_{Hlim} – mez únavy, které odpovídá N_{Hlim} u Wöhlerovy křivky, dle materiálu, který je uvedený v tabulce 7.2. Jedná se o napětí, které odpovídá bodu zlomu u Wöhlerovy křivky,

q_H – exponent šikmé větve Wöhlerovy křivky, $q_H = 10$ je uvažován dle normy ČSN 01 4686. [52]

Velikost počtu cyklů N_{wa} je možné zvolit (nebo vypočítat). Vypočítaná nebo změřená velikost amplitudy odpovídá šikmé větvi Wöhlerovy křivky. Na obr. 7.4 je možné vidět Wöhlerovu křivku z programu Excel, kde je zvolen počet cyklů. V tomto případě např. $N_{wa} = 2 \cdot 10^7$ cyklů (v logaritmické hodnotě 7,30103). Pomocí vzorce 7.1 je možné spočítat odpovídající napětí (na Wöhlerově křivce), v tomto případě se jedná o velikost napětí 1500 MPa (v logaritmické hodnotě 3,1761). Obdobně je možné měnit počet cyklů při automatickém vypočítání odpovídajícího napětí.



Obr. 7.4 – Wöhlerova křivka z programu Excel pro zvolené zatížení [56]

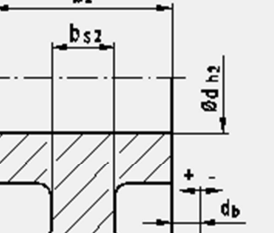
7.3.3 Výpočet pomocí software pro pastorek ZZAP-0109S-015 a kolo ZZAP-0110S-015

Výpočet pro standardní ozubení byl proveden pomocí softwaru „Pevnostní výpočet CSNw“. Při výpočtu, jak je znázorněno na obr. 7.5, byly použity vstupní parametry ozubení (dle přílohy C). Dále byly použité např. zatěžující parametry (obr. 7.5) a rozměry ozubeného kola, obr. 7.5 (parametry vycházejí z ozubených kol z přílohy C). Následně byla provedena pevnostní kontrola ozubení. Hodnoty počtu cyklů N_{K1} , N_{K2} při pevnostním výpočtu (na obr. 7.5) se mění, aby bylo dosaženo šikmé větve Wöhlerovy křivky (pozn. při výpočtu toto dosažení je charakterizované součinitelem bezpečnosti v dotyku S_H). Hodnota zatěžovaného krouticího momentu a počet otáček (na obr. 7.5) je volena s ohledem na zkušební zařízení, na kterém se zkoušky provádí. Velikosti byly zvoleny po konzultaci s doc. Ing. Zdeňkem Foltou, Ph.D. z katedry Částí a mechanismy strojů na VŠB-TU Ostrava. Detailnější informace jsou v kap. 7.4 [57]

Obr. 7.5 – Geometrie ozubení (levý obrázek) a zatěžovací údaje (pravý obrázek)
ZZAP-0109S-015 ZZAP-0110S-015 [57]

Šířka ozubení u ZZAP-0109S-015 je 30 mm a u ZZAP-0110S-015 je 28,5mm. Při stávající šířce ozubení a při dohodnutém zatížení zkušebního zařízení vychází oblast zkoušení ve Wöhlerově křivce „A“ - trvalá pevnost pro ozubení. Z tohoto důvodu a z důvodu zkoušení zařízení pro další testy (zkouška ozubení na chybu převodu, zkoušky ozubení pomocí otisků aj.) **byla šířka ozubení zmenšena na hodnotu 10 mm** pro všechna zkušební kola. **Následně** pro zkoušení byla šířka ozubení zmenšena na **6 mm** – viz kap. 7.4.2. Zadání do programu je možné vidět na obr. 7.6.

Zadání rozměrů ozubených kol a souvisejících údajů



Rozměry v mm
 b_1 6.0
 b_2 6.0
 b_{s1} 6.0
 b_{s2} 6.0
 s_{r1} 12.1
 s_{r2} 18.7
 s_{d1} 0.0
 s_{d2} 0.0
 d_{h1} 26.0
 d_{h2} 35.0
 d_b 0.0

☐ Plný pastorek
☐ Plné kolo

Momenty setrvačnosti
☐ Přímé zadání $\Theta_{1,2}$
 Θ_1 3.6E+1 [kg·mm²]
 Θ_2 1.447E+2 [kg·mm²]

Střední měrná tuhost
☐ Přímé zadání c_γ
 c_γ 15.94 [N·mm⁻¹·μm⁻¹]

Společná šířka $b = 6.00$
 $b_{wF1} = 6.00$
 $b_{wF2} = 6.00$

Pozor
 $s_{r1,2 \min} = 5.25$
 $d_{f1} = 50.21$
 $d_{f2} = 72.30$

Obr. 7.6 - Zadání rozměrových parametrů do pevnostního výpočtu [57]

Na obr. 7.7 je možné vidět pevnostní výpočet na ohyb a na dotyk. Poškození povrchu zubu závisí na napětí v dotyku (kap. 6.4.5), proto je pro vyhodnocení důležitá pravá strana výsledku pevnostního výpočtu, který je na obr. 7.7.

DIN - ISO B verze 3.0 © M. Němček 2011

☒ Úplný výpočet ☐ Zjednodušený výpočet ☐ ČSN ☒ DIN (B) ☐ DIN (C)

Typ ozubení
☒ Vnější
☐ Vnitřní

Geometrie	Materiály	Zatížení	Rozměry	Přesnost	KHB	Součinitele	Ulož	Nächti	Help	Konec
Výpočet										

OHYB

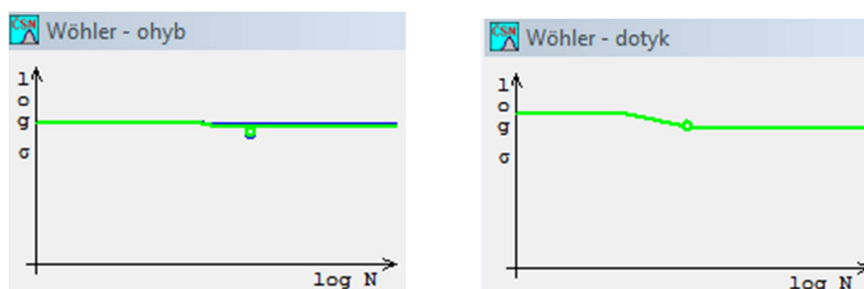
σ_{F1}	= 829.9	σ_{F2}	= 855.3
σ_{FP1}	= 963.8	σ_{FP2}	= 949.8
S_{F1}	= 1.161	S_{F2}	= 1.111
σ_{Fmax1}	= 1659.8	σ_{Fmax2}	= 1710.6
σ_{FPmax1}	= 1132.2	σ_{FPmax2}	= 1132.2
K_F	= 1.352	K_{Fv}	= 1.097
K_{Fa}	= 1.061	$K_{F\beta}$	= 1.162
Y_ϵ	= -----	Y_β	= 0.831
Y_{FS1}	= 2.518	Y_{FS2}	= 2.595
Y_{Fe1}	= 1.070	Y_{Fe2}	= 1.206
Y_{Se1}	= 2.353	Y_{Se2}	= 2.151
Y_{Srel1}	= 1.000	Y_{Srel2}	= 1.000
Y_{N1}	= 1.000	Y_{N2}	= 1.000
Y_{X1}	= 1.000	Y_{X2}	= 1.000
$Y_{\delta 1}$	= 1.377	$Y_{\delta 2}$	= 1.357
Y_{S1}	= 1.059	Y_{S2}	= 1.059
$Y_{\delta St1}$	= 1.035	$Y_{\delta St2}$	= 1.035
$Y_{\delta StT1}$	= 1.600	$Y_{\delta StT2}$	= 1.600

DOTYK

σ_{H1}	= 1587.3	σ_{H2}	= 1575.0
σ_{HP1}	= 1583.7	σ_{HP2}	= 1583.7
S_{H1}	= 0.998	S_{H2}	= 1.006
σ_{Hmax1}	= 2244.8	σ_{Hmax2}	= 2227.4
σ_{HPmax1}	= 2600.0	σ_{HPmax2}	= 2600.0
σ_{HO1}	= 1290.4	σ_{HO2}	= 1280.3
Z_B	= 1.008	Z_D	= 1.000
K_H	= 1.513	K_{Hv}	= 1.097
K_{Ha}	= 1.061	$K_{H\beta}$	= 1.300
K_A	= 1.000	K_{AS}	= 2.000
Z_ϵ	= 0.903	Z_H	= 2.142
Z_{N1}	= 1.247	Z_{N2}	= 1.247
Z_E	= 191.646	Z_β	= 0.921

Obr. 7.7 – Výsledek pevnostního výpočtu pro ZZAP-0109S-015 ZZAP-0110S-015 [57]

Program „Pevnostní výpočet CSNw“ při výsledném výpočtu provede i znázornění Wöhlerovy křivky pro ohyb (obr.7.8 – vlevo) a pro dotyk (obr.7.8– vpravo). Jedná se o schématické zobrazení, není možné odečítat hodnoty na horizontální nebo vertikální ose.



Obr. 7.8 - Wöhlerova křivka pro ohyb (vlevo) a pro dotyk (vpravo) [57]

Srovnání standardního výpočtu ozubení (ZZAP-0109S-015,ZZAP-0110S-015) s ozubením HCR (ZZAP-0109 HCR-015 a kolo ZZAP-0110 HCR-015) je uvedeno v kapitole 7.3.5.

7.3.4 Výpočet pomocí software pro pastorek ZZAP-0109 HCR-015 a kolo ZZAP-0110 HCR-015

Obdobný výpočet jako v kapitole 7.3.3. byl proveden i pro HCR ozubená kola, jen s rozdílem geometrických parametrů ozubení a velikostí počtu cyklů. Výsledky jsou uvedeny v kap. 7.3.5 v tab. 7.3.

7.3.5 Srovnání výpočtů pro standardní (ZZAP-0109S-015 ZZAP-0110S-015)a HCR ozubení (ZZAP-0109 HCR-015 a kolo ZZAP-0110 HCR-015)

U výpočtu ozubení bylo uvažováno s otáčkami 1500 *ot/min*. Při zatížení ve zkušebním zařízení je důležité znát, kdy se má přibližně sledovat vznik poškození (po kolika hodinách provozu). Z tohoto důvodu je nutné provést přepočet na hodiny a to dle vzorce 7.2. Výpočet je ukázaný pro HCR ozubení a pro počet cyklů v prvním řádku tab. 7.3 a dle kap. 7.3.4. Pro standardní dle kap. 7.3.3.

$$\text{Doba chodu v hodinách} = \frac{\text{počet cyklů}}{\text{počet otáček} \cdot 60} = \frac{8,10 \cdot 10^7}{1500 \cdot 60} = 900 \text{ hod} \quad (7.2)$$

Dobu chodu ve dnech je možné spočítat dle vzorce 7.3 (při chodu 24 hod /den).

$$\text{Doba chodu ve dnech} \left(\frac{\text{hodin}}{24/\text{den}} \right) = \frac{\text{doba chodu v hodinách}}{24} = \frac{900}{24} = 37,5 \text{ dne} \quad (7.3)$$

Při chodu 8 hod / den se vzorec 7.4 změní pouze v hodnotě 24 - na hodnotu 8.

$$\text{Doba chodu ve dnech } \left(\frac{\text{hodin}}{8/\text{den}} \right) = \frac{\text{doba chodu v hodinách}}{8} = \frac{900}{8} \doteq 112,5 \text{ dne} \quad (7.4)$$

Na předcházejících stránkách (v kap. 7.3.3) byl ukázaný výpočet pro zatížení 70 Nm a pro počet cyklů $3,55 \cdot 10^7$ (standardní ozubení). Je možné toto zatížení měnit a to až do hodnoty cca 150 Nm. (pozn. předpokládané únosné zatížení na zkušební zařízení, konzultované s doc. Ing. Zdeňkem Foltou, Ph.D. z katedry Částí a mechanismů strojů). Kvůli této změně dojde ke zmenšení počtu cyklů a ke zmenšení doby chodu, než by mělo dojít ke vzniku poškození (pro určitou pravděpodobnost vzniku poruchy, v tomto případě 50%). V tabulce 7.3 je zatížení pro 70 až 150 Nm. Výpočet pro ostatní zatížení je obdobný jako u výpočtu pro 70 Nm. Jen s rozdílem, že se změní dvě hodnoty - zatížení a počet cyklů N_{K1}, N_{K2} .

Změna počtu cyklů a zatížení při pevnostním výpočtu:

- pro standardní ozubení se týká výpočtu dle obr. 7.5 v kap. 7.3.3,
- pro HCR ozubení se týká výpočtu dle kap. 7.3.4.

Změna šířky ozubení:

- pro standardní ozubení se týká výpočtu dle obr. 7.6 v kap. 7.3.3,
- pro HCR ozubení se týká výpočtu dle obr. 7.10 v kap. 7.3.4.

Jednotlivé změny počtu cyklů a zatížení pro standardní a HCR ozubení jsou uvedené v tab. 7.3. V této tabulce je možné vidět i srovnání HCR se standardním ozubením z hlediska přibližného vzniku poškození dle výpočtů, které jsou uvedené v této tabulce. Při srovnání je možné zjistit, že podle výpočtů má **HCR ozubení o cca 3 krát větší odolnost proti vzniku poškození, ve srovnání se standardním ozubením.**

Tab. 7.3 – Možnosti změny zatížení, počtu cyklů v závislosti na době chodu, výpočet pro šířku $b=10\text{ mm}$, $b=8\text{ mm}$, $b=6\text{ mm}$

zatížení [Nm]	Hertzův tlak pro P=50% [MPa]		počet otáček [ot/min]	počet cyklů [cyklů.10 ⁷]		přepočet na dobu chodu ve dnech (zaokrouhleně) při				únosnost HCR / standard
	stand.	HCR		stand.	HCR	8 hod / den		24 hod / den		
						stand.	HCR	stand.	HCR	
Výpočet pro b=10										
70	1295	-	1500	8,10	∞	112,5	-	37,5	-	-
80	1353	-	1500	5,32	∞	73,9	-	24,6	-	-
90	1411	1277	1500	3,51	9,50	48,8	131,9	16,3	44	2,7
100	1466	1318	1500	2,40	6,90	33,3	95,8	11,1	31,9	2,9
110	1519	1359	1500	1,67	5,10	23,2	70,8	7,7	23,6	3,1
120	1570	1340	1500	1,21	3,80	16,8	52,8	5,6	17,6	3,1
130	1619	1438	1500	0,88	2,9	12,2	40,3	4,1	13,4	3,3
140	1667	1478	1500	0,66	2,2	9,2	30,6	3,1	10,2	3,3
150	1714	1514	1500	0,50	1,70	6,9	23,6	2,3	7,9	3,4
Výpočet pro b=8										
70	1409	1282	1500	3,55	9,15	49,5	127	16,5	42,5	2,6
80	1478	1337	1500	2,20	6,01	30,5	83,5	10,0	28	2,8
90	1544	1388	1500	1,42	4,09	19,5	57	6,5	19	2,9
100	1608	1440	1500	0,94	2,85	13,5	39,5	4,5	13	2,9
110	1669	1490	1500	0,65	2,03	9,0	28,2	3,0	9,4	3,1
120	1728	1541	1500	0,46	1,45	6,4	20,1	2,1	6,7	3,2
130	1786	1584	1500	0,33	1,10	4,6	15,3	1,5	5,1	3,4
140	1844	1625	1500	0,24	0,85	3,3	11,8	1,1	3,9	3,5
150	1898	1669	1500	0,18	0,65	2,5	9,0	0,8	3,0	3,7
Výpočet pro b=6										
70	1584	1453	1500	1,10	2,60	15,3	36,1	5,1	12	2,4
80	1674	1521	1500	0,63	1,65	8,8	22,9	2,9	7,6	2,6
90	1752	1591	1500	0,40	1,05	5,6	14,6	1,9	4,9	2,6
100	1829	1655	1500	0,26	0,71	3,6	9,9	1,2	3,3	2,8
110	1909	1714	1500	0,17	0,50	2,4	6,9	0,8	2,3	2,9
120	1994	1771	1500	0,11	0,36	1,5	5,0	0,5	1,7	3,4
125	2023	1798	1500	0,09	0,31	1,3	4,3	0,4	1,4	3,5

7.4 Laboratorní zařízení

Jak bylo výše uvedeno, laboratorní zařízení, na kterém se měření provádělo, se nachází na katedře Částí a mechanismů strojů v Ostravě a je možné jej vidět na obr. 7.14, 7.15. Jedná se o zařízení s uzavřeným zkušebním okruhem. Detail snímacího zařízení je na obr. 7.16.

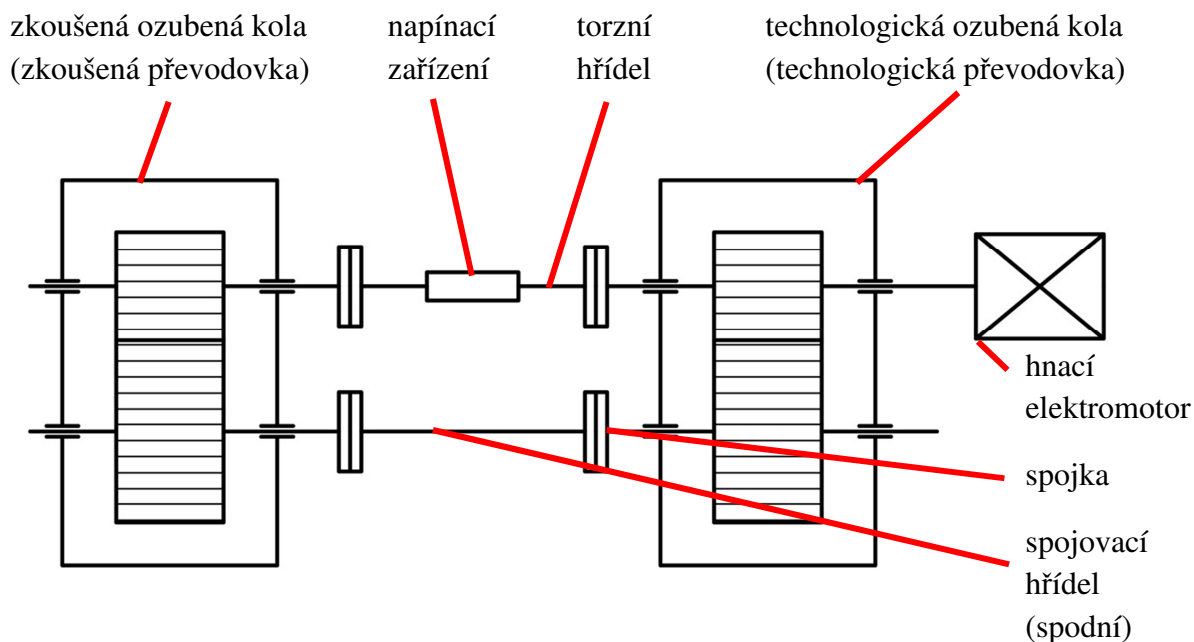
Mezi přínosy použití uzavřeného zkušební okruhu patří:

- jednoduchá možnost regulovat předpětí,
- malá energetická náročnost ve srovnání se zkoušením ozubených kol v otevřeném okruhu,
- možnost využít i pro velké krouticí momenty,
- možnost testovat dvě převodovky současně a to kvůli konstrukčnímu upořádání.

Negativní důsledek použití uzavřeného okruhu:

- složitá konstrukce ve srovnání s otevřenou zkušební převodovkou,
- nelze zkoušet všechna ozubená kola, nelze zkoušet převodové skříně pro velké výkony.

Zkoušení ozubených kol bylo provedeno na uzavřeném zkušebním okruhu, které je možné schématicky vidět na obr. 7.13. Toto zařízení slouží pro testování životnosti jednotlivých ozubených kol, nebo pro testování kompletní převodovky. Celé zařízení je umístěno na ocelovém rámu, které je možné vidět na obr. 7.14, 7.15, 7.16.



Obr. 7.13 – Zkušební zařízení ozubených kol

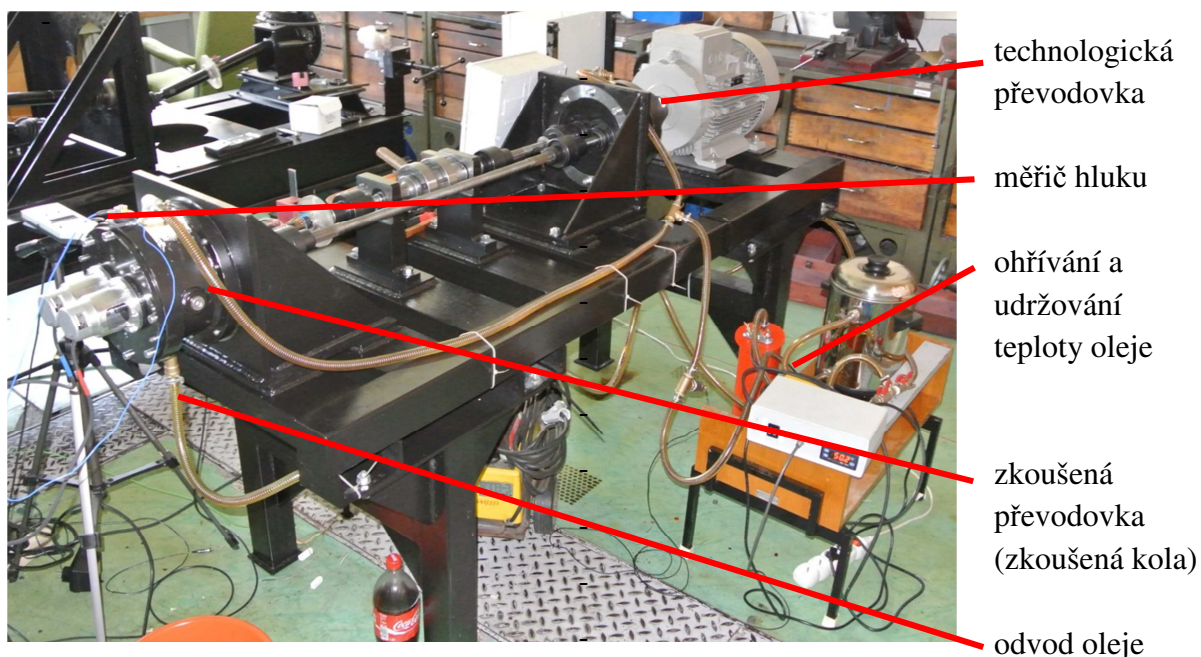
Popis hlavních komponentů je popsán na obr. 7.13. Zkušební okruh se skládá z:

- zkoušené převodovky – zde jsou uložena zkoušená ozubená kola (která se po odzkoušení daného páru ozubených kol vymění za nová ozubená kola),

- technologické převodovky – stejný převodový poměr jako u zkoušené převodovky, ale pevnější (předimenzovaná) ozubená kola kvůli vyšší životnosti. Tyto ozubená kola se během zkoušek (ve zkoušené převodovce) nemění,
- napínacího zařízení – vytvoření potřebného zatížení v okruhu,
- torzní hřídele – hřídel pro napínací zařízení,
- hnacího elektromotoru,
- spojovací hřídele – tato hřídel je v zařízení umístěna kvůli uzavření zkušebního okruhu.

Omezení zkoušené převodovky:

- maximální hlavový průměr pastorku 70 mm,
- maximální hlavový průměr kola 100 mm,
- stávající skříň je pro osovou vzdálenost 65 mm,
- maximální krouticí moment 150 Nm – doporučeno, viz kap. 7.3.3. (mohlo by snést i 200 Nm, nikdy neodzkoušeno, hrozí zničení dalších komponentů, nevhodné použití takto velkého momentu),
- maximální otáčky 3000 ot/min, které je možné změnit na 1500 ot/min.



Obr. 7.14 – Laboratorní zařízení pro zkoušení ozubených kol

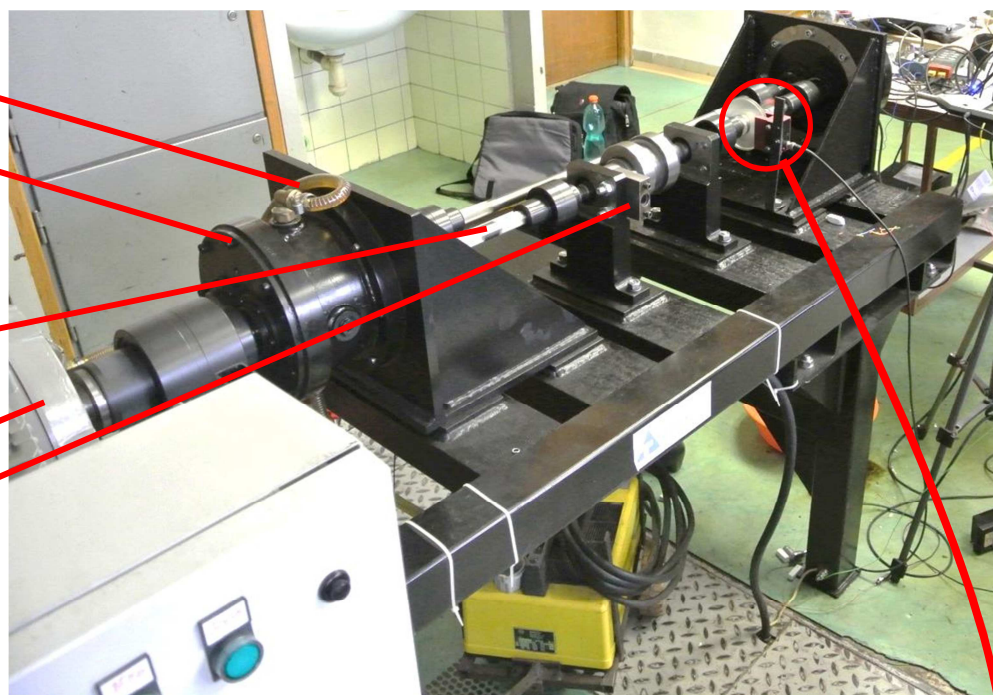
přívod oleje

technologická
převodovka

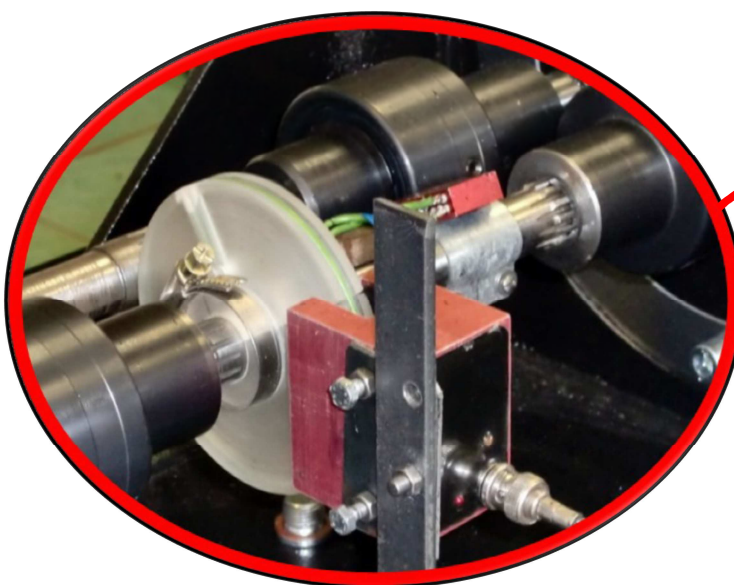
torzní hřídel

elektromotor

část
napínacího
zařízení

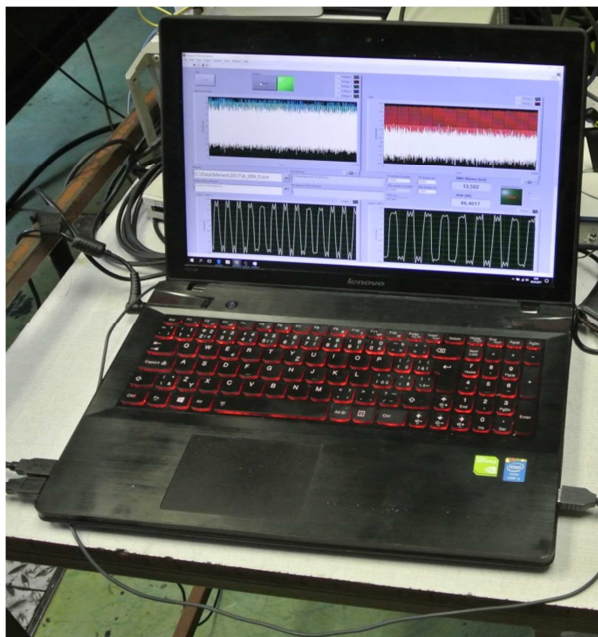


Obr. 7.15 – Laboratorní zařízení pro zkoušení ozubených kol



Obr. 7.16 – Detail snímače krouticího momentu

Většina naměřených hodnot se zpracovává pomocí SW labview. Jak je možné vidět na obr. 7.17. Nezaznamenává se pouze aktuální a celkový počet otáček. Zaznamenává se např. hluk, vibrace, chyba převodu aj.



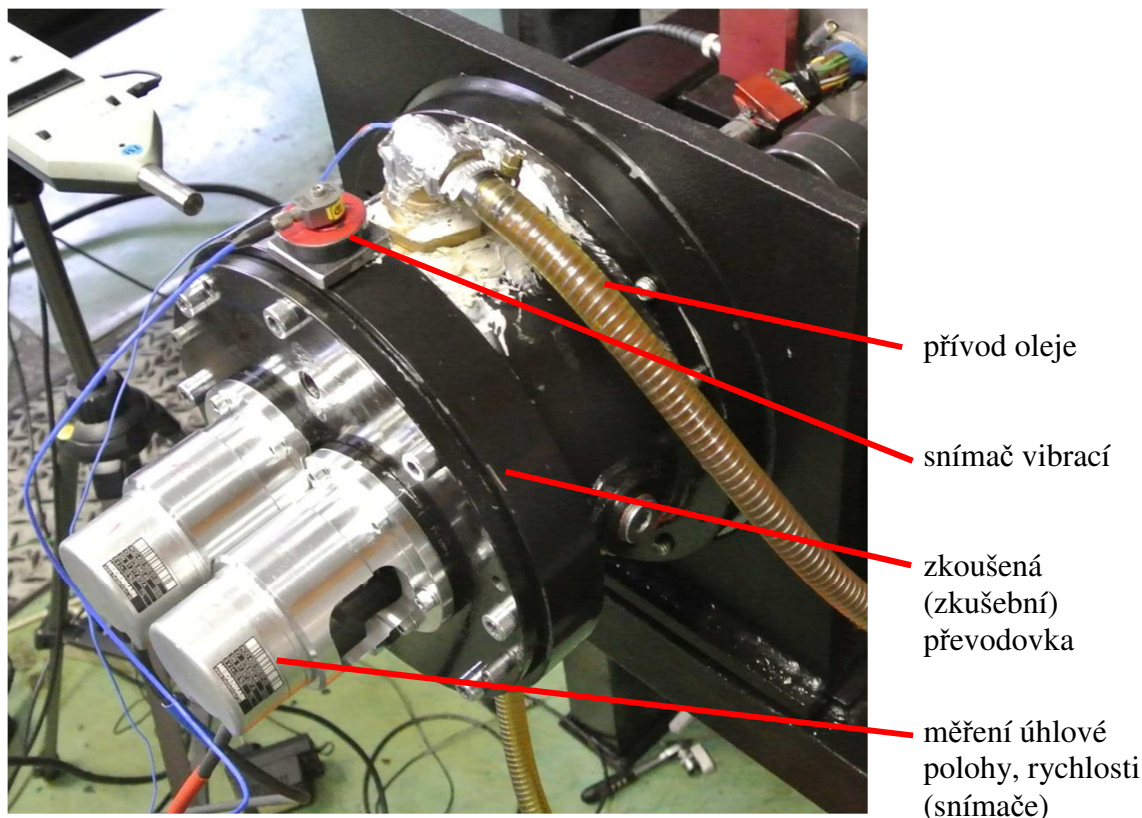
Obr. 7.17 – Zaznamenávání většiny naměřených hodnot pomocí SW

Na obr. 7.18 je možné vidět uložení ozubených kol ve zkušební převodovce. Vlevo je pastorek a vpravo ozubené kolo. Na převodovku se dále umístí víko, ve kterém jsou ložiska s těsněním. Testy probíhaly pro jeden směr otáčení ozubených kol.



Obr. 7.18 – Uložení ozubených kol ve zkušební převodové skříni

Jak zkušební, tak i technologická převodovka obsahují odvzdušňovací i vypouštěcí otvor pro odvod a přívod oleje. Na zkušební převodovce jsou dva snímače, které měří úhlovou rychlost (polohu). Zkušební převodovku s některými komponenty je možné vidět na obr. 7.19.



Obr. 7.19 – Skříň zkušební převodovky s jednotlivými snímači

Zatížení (předpětí) ve zkušební převodovce se provádí při vypnutém zařízení (nedochází k otáčení hřídelů, ozubených kol). Předpětí se vyvozuje pomocí závaží, nebo pomocí páky (viz obr. 7.20), které je umístěno na rameni páky. Tato páka je na torzní hřídeli (jak je možné vidět na obr. 7.20).

Aby bylo možné provést zatížení (předpětí) a nedošlo k otočení torzního hřídele a ozubených kol, je v laboratorním zařízení umístěn aretační čep. Který zapadne do předem připravených otvorů na hřídeli. Tento aretační čep je možné vidět na obr. 7.21.

Velikost předpětí je možné vypočítat podle vzorce 7.5.

$$M_p = F_p \cdot l_p \quad (7.5)$$

F_p – síla, která působí na páku (kolmo na povrch). Spočítá se součinem hmotnosti závaží a gravitačního zrychlení,

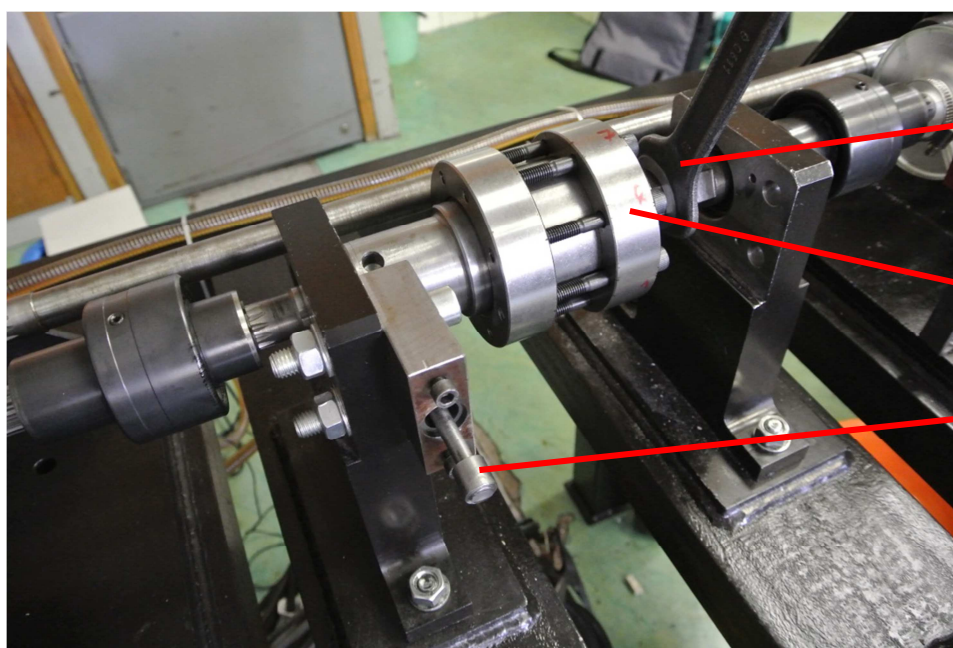
l_p – délka ramene páky. Jedná se o vzdálenost mezi silou F_p a osou torzního hřídele.

páka pro
vyvození
zatížení
(předpětí)

směr
působení
síly



Obr. 7.20 – Vytvoření předpětí (zatížení) ve zkoušeném okruhu



klíč pro
vytvoření
předpětí
(zatížení)

svěrné
kroužky

aretační čep

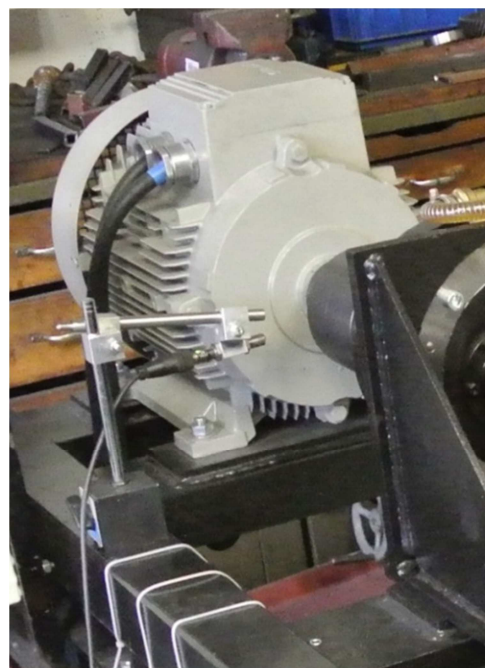
Obr. 7.21 – Aretační čep se svěrnými kroužky pro zajištění potřebného momentu

Velikost momentu na páce M_p se měří pomocí snímače krouticího momentu, který je možné vidět na obr. 7.16 a naměřená hodnota se vyhodnotí na zařízení, které je na obr. 7.22. Po vyvození dostatečného zatížení (předpětí, momentu) dojde k zajištění pomocí svěrných kroužků a následně k uvolnění aretačního čepu (zajistí se otočením o 90°). Nyní se v zkušebním laboratorním zařízení nachází požadované předpětí, které je nutné pro další zkoušení.



Obr. 7.22 - Měřicí zařízení pro zatížení (předpětí) v laboratorním okruhu

Měření otáček bylo prováděno pomocí měřicího zařízení, které je na obr. 7.23. Toto zařízení zobrazuje aktuální a celkový počet otočení na výstupu z elektromotoru, tj. na první hřídeli (torzní hřídel). Vyhodnocení je prováděno pro nastavení na měřícím zařízení 10 otáček na hřídeli = 1 jednotka na měřícím zařízení (platí pro horní display).



Obr. 7.23 – Měřicí zařízení zobrazující aktuální a celkové otáčky zařízení (levý obrázek), umístění snímače otáček na výstupu z elektromotoru (pravý obrázek)

Na skříni zkoušené převodovky (jsou v ní umístěná zkoušená ozubená kola) bylo provedeno měření teploty povrchu skříně, jak je možné vidět na obr. 7.24. Během celé zkoušky se teplota pohybovala okolo 50 °C, výjimečně dosáhla 58 °C. Vyhodnocovacím zařízením byl VOLTcraft Temperaturmessgerät K202 Datalogger, zobazený na obr. 7.24. Toto zařízení dokáže snímat teplotu v rozmezí od -200°C až do + 1370°C, ovšem snímače dokáží reagovat v rozmezí teplot od -50°C do + 200°C. Pro naše měření je toto zařízení dostačující.



Obr. 7.24 – Snímání teploty na povrchu zkušební převodovky s vyhodnocovacím zařízením

Aktuální měření hluku bylo možné provést pomocí hlukoměru zobrazeného na obr. 7.25., který byl umístěný na nepohyblivém stojanu. A to z důvodu, aby nedocházelo ke zkreslení výsledků měření.



Obr. 7.25 – Hlukoměr umístěný na pevném stojanu

7.4.1 Kontrola ozubení, obrázky zkoušeného ozubení

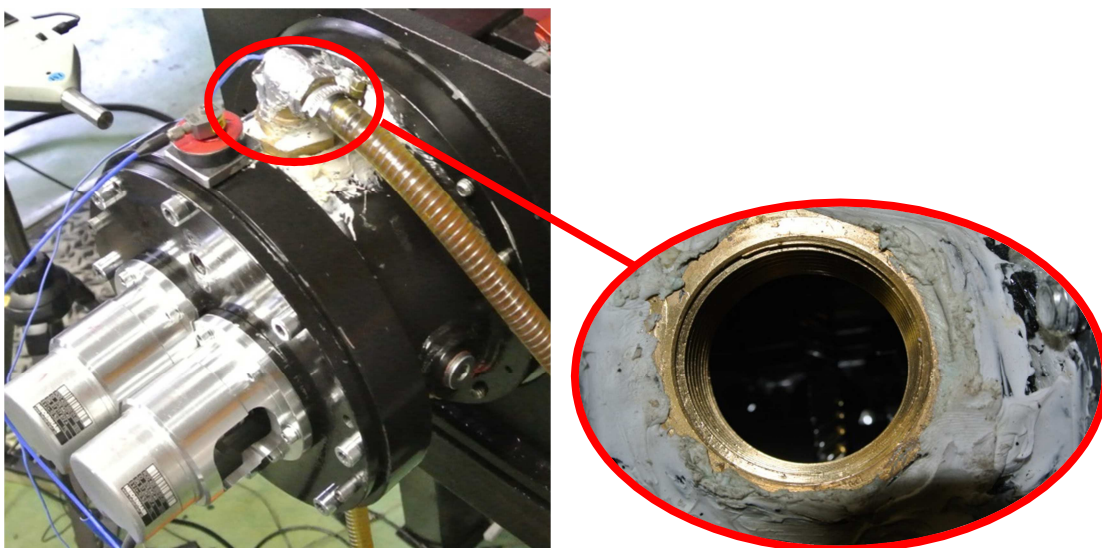
Kontrola ozubení, jak vyráběného, tak i zkoušeného, byla prováděna pomocí mikroskopu, na obr. 7.26. Vizualně lze zjistit, jestli na ozubení nedochází k porušení. Ovšem pro další porovnávací měření není vhodné použít tento mikroskop, protože je nutné

celou zkoušenou převodovku demontovat, včetně snímačů měření úhlové rychlosti, víka převodovky a pomocí stahováků stáhnout ozubená kola. Jedná se o velmi zdlouhavý a pomalý postup měření. Pomocí tohoto mikroskopu nelze pořizovat fotografie a jednotlivé porovnání ozubení je závislé jen na obsluze. Proto bylo použité jiné vyhodnocení, které je popsáno níže pod obr. 7.26.



Obr. 7.26 – Měření ozubených kol pomocí mikroskopu

Snímání detailů ozubení bylo provedeno pomocí mikroskopové kamery dnt DigiMicro Profi, která je na obrázku 7.28. Tato mikroskopová kamera pořizuje kvalitní detailní snímky o rozlišení 5Mpx. Zařízení obsahuje osm LED diod, které osvětlují snímané komponenty. Protože focení probíhalo přes otvor ve zkoušené převodové skříní (u kterého bylo demontované víko jak je vidět na obr. 7.27), bylo nutné mít prostor osvětlený. Velikost osvětlení LED diodami lze přizpůsobit našim potřebám. Tento otvor má dostatečnou velikost, aby se již zmiňovaná kamera do prostoru zkoušené převodovky dostala. Mikroskopová kamera je spojena pomocí USB s počítačem. Zaostřování bylo prováděno manuálně pomocí válce, který je umístěný v přední části.



Obr. 7.27 – Otvor pro přívod oleje, který zároveň slouží jako vstupní otvor pro mikroskopovou kameru



Obr. 7.28 - Mikroskopová kamera dnt DigiMicro Profi [36]

Mikrokamera poskytuje velmi kvalitní fotografie. Fotografie ozubení, které byly pořízené touto kamerou jsou v kap. 7.4.2 a v kap. 7.4.3. Na některých obrázcích je vidět i změřená (porovnávací) hodnota ze SW programu, který je součástí mikrokamery. Pro lepší detailnější porovnání byla míra stanovena na 1 mm. Na bocích zubů jsou vidět tečky, čáry, aj. Po zkoumání bylo zjištěno, že se jedná o nečistoty vlivem prachu z ovzduší a nečistoty, které jsou obsaženy v oleji. V době měření zařízení neobsahovalo filtr oleje, ani magnetický odlučovač nečistot. Jedná se o syntetický olej do převodovek, konkrétně o **Shell Spirax S6 AXME 75W-90**. Olej zaručuje dokonalou ochranu převodů i při nejvyšším zatížení, nižší ztráty třením, vysokou oxidační a stříhovou stabilitu, prodloužené výměnné intervaly, dokonalou ochranu proti opotřebení a korozi. [46] [47]

Zkoušená ozubená kola jsou zobrazeny na následujících obrázcích. Každé ozubené kolo bylo vyrobeno ve 2 vzorcích.

- obr. 7.29 - ZZAP-0109 HCR-015 $\alpha_N = 15^\circ, m_{1,2} = 1.5, z_1 = 30$
- obr. 7.30 - ZZAP-0110 HCR-015 $\alpha_N = 15^\circ, m_{1,2} = 1.5, z_2 = 43$
- obr. 7.31 - ZZAP-0109S-015 $\alpha_N = 20^\circ, m_{1,2} = 1.5, z_1 = 30$
- obr. 7.32 - ZZAP-0110S-015 $\alpha_N = 20^\circ, m_{1,2} = 1.5, z_2 = 43$



Obr. 7.29 – Ozubené kolo
ZZAP-0109 HCR-015



Obr. 7.30 – Ozubené kolo
ZZAP-0110 HCR-015



Obr. 7.31 – Ozubené kolo
ZZAP-0109S-015



Obr. 7.32 – Ozubené kolo
ZZAP-0110S-015

Všechna zkoušená ozubená kola při pohledu shora vypadají obdobně jako na obr. 7.33.



Obr. 7.33 – Pohled shora na ozubené kolo (pozn. všechny vypadají podobně)

7.4.2 Výsledky testů standardního a HCR ozubení pro $b=10$ mm

Dle tab. 7.3 v kap. 7.3.5 je možné zjistit, pro jaké zatížení se předpokládá vznik poškození u standardního a HCR ozubení. Na laboratorním zařízení bylo nastaveno zatížení:

- 125.41 Nm pro standardní ozubení test I,
- 126.2 Nm pro standardní test II,
- 127.6 Nm pro HCR ozubení.

Výpočet byl proveden pro více zatížení, viz kap. 7.3.5, tab. 7.3. Výpočet byl proveden pro 120 Nm a pro 130 Nm, nikoliv pro skutečné nastavení zatížení. Proto byl dodatečně proveden výpočet i pro tyto hodnoty, aby bylo možné co nejpřesněji určit dobu vizuálního sledování ozubení, jestli nedošlo k poškození. Výsledek výpočtu je v tab. 7.4, dle postupu v kap. 7.3.3 a dle kap. 7.3.4.

Tab. 7.4 – Možnosti změny zatížení, počtu cyklů v závislosti na době chodu, výpočet pro šířku $b=10$ mm,

zatížení [Nm]	Hertzův tlak pro P=50% [MPa]		počet otáček [ot/min]	počet cyklů [cyklů.10 ⁷]		přepočet na dobu chodu ve dnech (zaokrouhleně) při				únosnost HCR / standard
	stand.	HCR		stand.	HCR	8 hod / den		24 hod / den		
						stand.	HCR	stand.	HCR	
120	1570	1340	1500	1,21	3,80	16,8	52,8	5,6	17,6	3,1
125,41	1597	-	1500	1,01	-	14,0	-	4,7	-	-
126,2	1597	-	1500	1,01	-	14,0	-	4,7	-	-
127,6	-	1421	1500	-	3,25	-	45,1	-	15,0	3,2
130	1619	1438	1500	0,88	2,9	12,2	40,3	4,1	13,4	3,3

Laboratorní měření se provádělo na dvou párech ozubených kol se standardním ozubením a na jednom páru HCR ozubení. Parametry a detailnější popis ozubení je uveden

v kap. 7.3.1. Srovnání standardního a HCR ozubení podle teoretického výpočtu a podle naměřených hodnot v laboratoři je možné porovnat dle tab. 7.5.

Tab. 7.5 – Počet cyklů a doba chodu zkoušeného ozubení ve srovnání s výpočtem

typ ozubení	počet cyklů [cyklů .10 ⁷]			doba chodu [hod]		
	podle výpočtu	podle zkoušení v laboratoři		podle výpočtu	podle zkoušení v laboratoři	
		I. test	II. test		I. test	II. test
standardní	1,01	1,158	1,132	112	128	126
HCR	3,25	3,457	-	361	384	-

U standardního ozubení byla prováděna dvě měření. U HCR ozubení bylo prováděno měření jen jednoho ozubeného kola HCR a to z důvodu velké časové náročnosti zkoušení ozubených kol (pozn. s dlouho očekávaným výsledkem, který je negativní). U HCR ozubení by měla zkouška trvat cca 361 hodin. Při přepočítání chodu 8 hod / den je zkoušení cca 45 dní – jedno měření. **Z tohoto důvodu byla další ozubená kola zmenšena na hodnotu 6 mm** – viz kap. 7.4.3.

Výsledky zkoušení standardních ozubených kol (dle výše uvedené specifikace) jsou zaznamenány do tabulky 7.6 – test I, do tabulky 7.7 – test II, tab. 7.8 – HCR ozubení test I. Z časové vytíženosti byly prováděny jen některé testy ozubení.

Tab. 7.6 – Zkouška standardního ozubení pro šířku $b=10\text{mm}$, při 1500 ot /min, test I

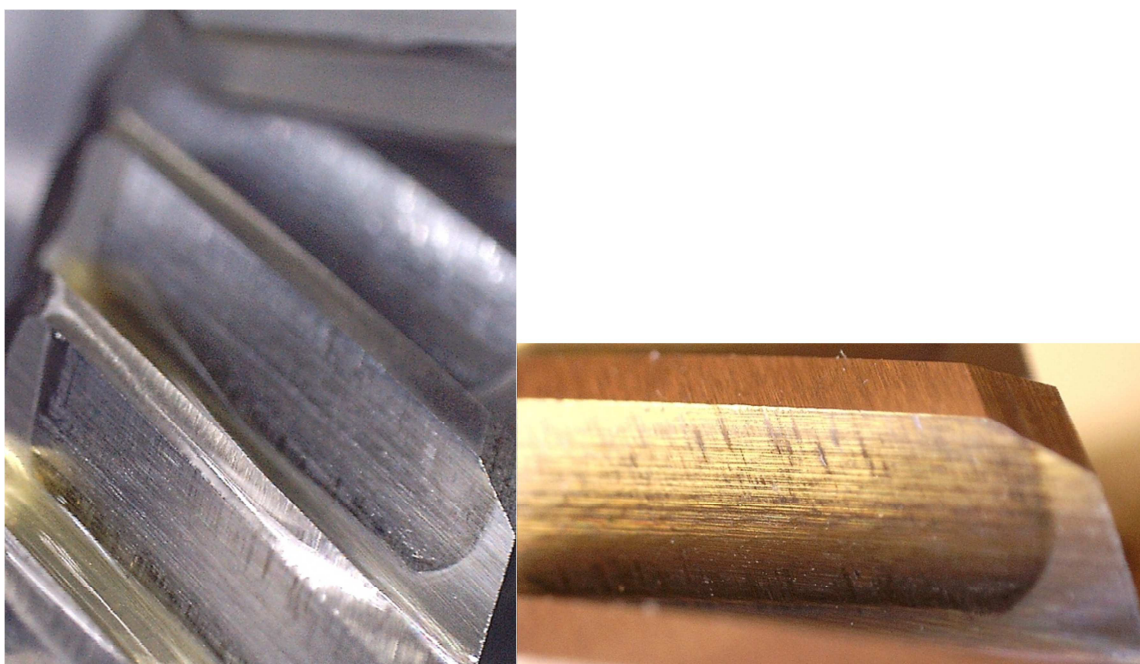
číslo záznamu měření	zatížení	počet otočení	doba chodu	hluk	vibrace
	[N.m]	[otáček]	[hodin]	[dB]	[-]
1	125,41	35 670	0,40	86,9	9,1
2		189 750	2,11	86,6	9,2
3		564 480	6,27	87,1	6,1
4		859 470	9,55	88,5	9,1
5		1 270 360	14,12	89,6	6,5
6		1 543 980	17,16	87,9	8,6
7		1 926 810	21,41	86,7	7,7
8		2 683 680	29,82	87,0	10,1
9		2 963 780	32,93	87,3	12,2
10		3 201 850	35,58	88,4	9,5
11		3 301 850	36,69	89,5	10,3
12		3 675 390	40,84	90,6	7,2
13		3 768 010	41,87	86,8	9,1
14		3 896 040	43,29	88,0	8,1
15		4 032 140	44,80	89,1	10,1
16		4 304 390	47,83	87,4	8,5
17		4 689 300	52,10	89,7	9,6
18		5 263 890	58,49	83,6	6,9
19		5 830 040	64,78	92,3	7,8

číslo záznamu měření	zatížení	počet otočení	doba chodu	hluk	vibrace
	[N.m]	[otáček]	[hodin]	[dB]	[-]
20	125,41	6 029 440	66,99	88,8	8,1
21		6 982 040	77,58	89,9	9,2
22		7 896 300	87,74	91,0	9,5
23		8 401 960	93,36	87,4	9,9
24		9 304 850	103,39	88,6	8,6
25		9 736 780	108,19	86,7	6,5
26		10 063 590	111,82	88,9	10,5
27		10 100 890	112,23	87,2	12,7
28		10 158 900	112,88	89,8	11,8
29		10 305 710	114,51	82,4	9,9
30		10 563 780	117,38	90,2	9,2
31		10 847 900	120,53	88,6	12,2
32		11 393 400	126,59	91,7	7,5
33		11 580 000	128,67	90,9	9,4

Tab. 7.7 – Zkouška standardního ozubení pro šířku $b=10\text{mm}$, při 1500 ot/min , test II

číslo záznamu měření	zatížení	počet otočení	doba chodu	hluk	vibrace
	[N.m]	[otáček]	[hodin]	[dB]	[-]
1	126,20	35 670	0,40	84,4	7,1
2		200 150	2,22	88,2	8,0
3		570 490	6,34	86,8	7,5
4		876 670	9,74	87,8	8,4
5		1 254 610	13,94	88,5	6,1
6		1 684 390	18,72	86,7	8,0
7		2 016 790	22,41	87,9	9,0
8		2 597 300	28,86	88,7	9,4
9		2 967 890	32,98	89,6	9,5
10		3 016 890	33,52	90,5	9,0
11		3 291 970	36,58	91,8	9,0
12		3 694 250	41,05	92,5	7,0
13		4 197 200	46,64	89,7	8,8
14		4 790 150	53,22	88,4	10,1
15		5 290 350	58,78	87,6	11,1
16		5 506 790	61,19	87,6	11,0
17		6 027 600	66,97	86,1	9,5
18		6 227 580	69,20	86,4	9,0
19		6 927 580	76,97	88,9	9,2
20		7 227 580	80,31	91,5	9,1
21		7 869 150	87,44	93,4	10,0
22		8 067 200	89,64	93,5	11,0
23		8 467 200	94,08	91,4	8,0
24		9 042 670	100,47	92,1	9,2
25		9 546 130	106,07	89,4	7,0
26		10 057 900	111,75	90,7	7,8
27		10 590 570	117,67	91,6	7,9
28		10 967 450	121,86	91,7	8,5
29		11 320 000	125,78	91,5	7,7

Na obrázku 7.34 je možné vidět zkoušené ozubení pro šířku 10 mm, po 10'000'000 otáčkách, při zatížení 125.41 Nm při 1500 otáčkách motoru. Doba chodu byla cca 111 hod. Na povrchu jsou vidět malé bílé tečky, nejedná se o poškození zubů vlivem např. pittingu, ale o prach z ovzduší. Tento prach se na ozubení dostal vlivem demontáže ozubení ze zkoušené převodovky. Laboratorní zařízení není v průběhu focení hermeticky uzavřené, z důvodu možnosti nafocení mikrokamerou, nebo možnost provést vizuální kontrolu. Zařízení je ovlivněno vnějším prostředím (např. prach, teplota, světlo aj.). Srovnání předpokladu a výsledku zkoušení ozubených kol je uvedeno v závěru disertační práce.



Obr. 7.34 – Ozubené kolo standardní, $b=10\text{mm}$, 125.41 Nm, po 1.10^7 otáčkách

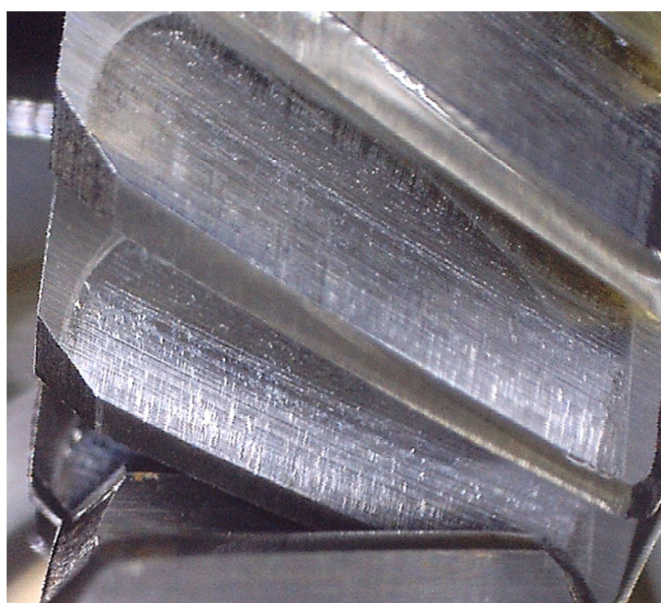
Tab. 7.8 – Zkouška HCR ozubení pro šířku $b=10\text{mm}$, při 1500 ot /min

číslo záznamu měření	zatížení [N.m]	počet otočení [otáček]	doba chodu [hodin]	hluk [dB]	vibrace [-]
1	127,6	34 470	0,38	82,3	6,6
2		305 160	3,39	86,1	8,5
3		711 570	7,91	84,7	10,4
4		1 057 870	11,75	84,6	8,4
5		1 546 720	17,19	86,4	9,1
6		1 979 100	21,99	85,5	5,3
7		2 254 900	25,05	87,8	10,7
8		2 574 540	28,61	87,5	10,5
9		2 945 580	32,73	90,1	8,1
10		3 451 850	38,35	87,4	9,0
11		3 791 580	42,13	87,2	8,3
12		4 451 960	49,47	89,4	8,9
13		4 832 080	53,69	86,7	9,8
14		5 197 200	57,75	88,1	7,7

číslo záznamu měření	zatížení [N.m]	počet otočení	doba chodu	hluk	vibrace
		[otáček]	[hodin]	[dB]	[-]
15	127,6	5 678 120	63,09	86,5	8,5
16		6 127 400	68,08	82,1	9,6
17		6 731 050	74,79	80,9	9,3
18		7 054 970	78,39	79,5	9,2
19		7 357 610	81,75	86,4	9,0
20		7 910 370	87,89	89,6	10,1
21		8 336 750	92,63	88,1	11,4
22		8 776 180	97,51	88,3	12,8
23		9 267 250	102,97	87,9	10,6
24		9 602 750	106,70	88,4	8,5
25		9 825 670	109,17	90,6	8,4
26		10 021 520	111,35	86,1	9,1
27		10 197 610	113,31	87,1	8,0
28		10 576 780	117,52	86,8	10,2
29		11 097 310	123,30	88,6	10,9
30		11 427 600	126,97	89,6	11,8
31		11 672 080	129,69	89,3	12,7
32		11 927 650	132,53	90,1	8,6
33		12 345 790	137,18	92,6	9,5
34		12 736 150	141,51	87,3	9,0
35		13 059 740	145,11	85,4	9,2
36		13 720 970	152,46	86,7	9,3
37		14 236 790	158,19	85,6	8,1
38		14 567 310	161,86	87,6	11,5
39		14 932 000	165,91	88,7	10,6
40		15 260 650	169,56	88,6	10,3
41		15 712 100	174,58	88,3	11,2
42		16 051 670	178,35	86,7	10,0
43		16 228 560	180,32	89,3	10,1
44		16 828 560	186,98	87,2	8,4
45		17 216 720	191,30	83,0	10,7
46		17 609 880	195,67	86,0	9,8
47		18 127 670	201,42	89,3	9,9
48		18 673 100	207,48	89,2	9,6
49		18 912 720	210,14	90,1	10,5
50		19 173 540	213,04	92,6	10,1
51		19 312 750	214,59	95,3	11,0
52		19 821 670	220,24	90,6	12,3
53		20 246 720	224,96	91,2	11,2
54		20 921 060	232,46	80,6	10,4
55		21 274 600	236,38	90,5	10,3
56		21 573 600	239,71	90,7	9,2
57		21 675 400	240,84	90,8	8,0
58		21 975 400	244,17	86,1	8,0
59		22 165 470	246,28	85,5	7,1
60		22 761 570	252,91	89,6	8,7
61		22 361 060	248,46	89,4	9,9
62		23 675 050	263,06	89,5	10,6
63		23 760 970	264,01	90,2	11,3
64		24 316 480	270,18	88,0	10,4

číslo záznamu měření	zatížení	počet otočení	dobu chodu	hluk	vibrace
	[N.m]	[otáček]	[hodin]	[dB]	[-]
65	127,6	24 675 050	274,17	87,5	10,0
66		25 467 540	282,97	89,4	9,8
67		25 972 040	288,58	88,3	8,6
68		26 324 570	292,50	87,9	7,5
69		26 796 750	297,74	88,8	8,2
70		27 796 750	308,85	90,1	9,0
71		28 037 500	311,53	89,6	10,7
72		28 373 060	315,26	89,5	10,5
73		28 603 720	317,82	89,7	8,6
74		28 867 020	320,74	89,6	9,3
75		29 130 270	323,67	88,3	7,2
76		29 364 500	326,27	91,8	10,1
77		29 576 030	328,62	91,2	12,4
78		29 976 030	333,07	90,4	13,8
79		30 267 500	336,31	88,6	10,9
80		30 697 050	341,08	89,8	10,3
81		30 987 200	344,30	88,7	12,1
82		31 576 090	350,85	88,3	10,4
83		31 872 060	354,13	88,2	10,5
84		32 500 000	361,00	89,9	10,2
85		33 189 090	368,77	88,8	8,6
86		33 619 090	373,55	88,6	10,9
87		33 760 980	375,12	88,5	9,8
88		34 210 610	380,12	87,3	9,7
89		34 570 000	384,11	88,1	9,8

Na obrázcích 7.35 je vidět ozubené kolo standardní po $1,158 \cdot 10^7$ cyklech. A na obrázku 7.36 ozubené kolo HCR po $3,457 \cdot 10^7$ cyklech.



Obr. 7.35 – Ozubené kolo standardní, $b=10\text{mm}$, $125,41\text{ Nm}$, po $1,158 \cdot 10^7$ cyklech



Obr. 7.36 – Ozubené kolo HCR, $b=10\text{mm}$, 125.41 Nm , po $3,457 \cdot 10^7$ cyklech

K žádnému vizuálně viditelnému poškození na ozubených kolech nedošlo, ani u HCR ani u standardního ozubení. Na ozubených kolech je vidět otěr vlivem záběru kol mezi sebou. Ozubení bylo během zkoušky několikrát vizuálně kontrolováno. Kromě prachu, který je na ozubených kolech patrný z obrázků, je ozubení naprosto v pořádku. V tomto případě nedošlo k žádné povrchové únavě boku zubů, např. poškození pittingem. Rentgenové nebo ultrazvukové zkoušky nebyly prováděny. K žádnému přetížení v průběhu zkoušky nedošlo a neustále byl přiváděn olej do zkoušené převodovky o teplotě v rozmezí 50°C – 56°C . Srovnání předpokladu a výsledku zkoušení ozubených kol je uvedeno v závěru disertační práce.

7.4.3 Výsledky testů standardního a HCR ozubení pro $b=6\text{ mm}$

Na obrázku 7.37 je vidět zmenšené ozubené standardní kolo a pohled na šířku ozubení. Na obr. 7.38 je zmenšené HCR ozubení a pohled na šířku ozubení. Uložení zmenšených ozubených kol ve zkoušené převodovce je možné vidět na obr. 7.39.



Obr. 7.37 – Standardní ozubení $b=6\text{mm}$, pohled z čela a na šířku ozubení



Obr. 7.38 – HCR ozubení pro $b = 6\text{mm}$, pohled z čela a na šířku ozubení



Obr. 7.39 – Umístění ozubených kol v testovací převodovce, $b=6\text{mm}$

Dle tab. 7.3 v kap. 7.3.5 je možné zjistit, pro jaké zatížení se předpokládá vznik poškození u standardního a HCR ozubení.

Na laboratorním zařízení bylo nastaveno zatížení:

- 125 Nm pro standardní ozubení test I,
- 112 Nm pro standardní ozubení test II,
- 114 Nm pro HCR ozubení test I,
- 111 Nm pro HCR ozubení test II.

Výpočet byl proveden pro více zatížení, viz kap. 7.3.5, tab. 7.3. Výpočet byl proveden pro 110 Nm, 120 Nm a pro 125 Nm, nikoliv pro některé skutečné nastavení zatížení. Proto byl dodatečně proveden výpočet i pro ostatní hodnoty, aby bylo možné co nejpřesněji určit dobu vizuálního sledování ozubení, jestli nedošlo k poškození. Výsledek výpočtu je v tab.7.9, dle postupu v kap. 7.3.3 a v kap. 7.3.4.

Tab. 7.9 – Možnosti změny zatížení, počtu cyklů v závislosti na době chodu, výpočet pro šířku $b=6$ mm,

zatížení [Nm]	Hertzův tlak pro P=50% [MPa]		počet otáček [ot/min]	počet cyklů [cyklů.10 ⁷]		přepočet na dobu chodu ve dnech (zaokrouhleně) při				únosnost HCR / standard
	stand.	HCR		stand.	HCR	8 hod / den		24 hod / den		
						stand.	HCR	stand.	HCR	
110	1909	1714	1500	0,17	0,50	2,4	6,9	0,8	2,3	2,9
111	-	1717	1500	-	0,49	-	6,8	-	2,3	-
112	1920	-	1500	0,16	-	2,2	-	0,7	-	-
114	-	1736	1500	-	0,44	-	6,1	-	2,0	-
120	1994	1771	1500	0,11	0,36	1,5	5,0	0,5	1,7	3,4
125	2023	1798	1500	0,09	0,31	1,3	4,3	0,4	1,4	3,5

Laboratorní měření se provádělo na dvou párech ozubených kol se standardním ozubením a na dvou párech HCR ozubení, parametry a detailnější popis ozubení jsou v kap. 7.3.1.

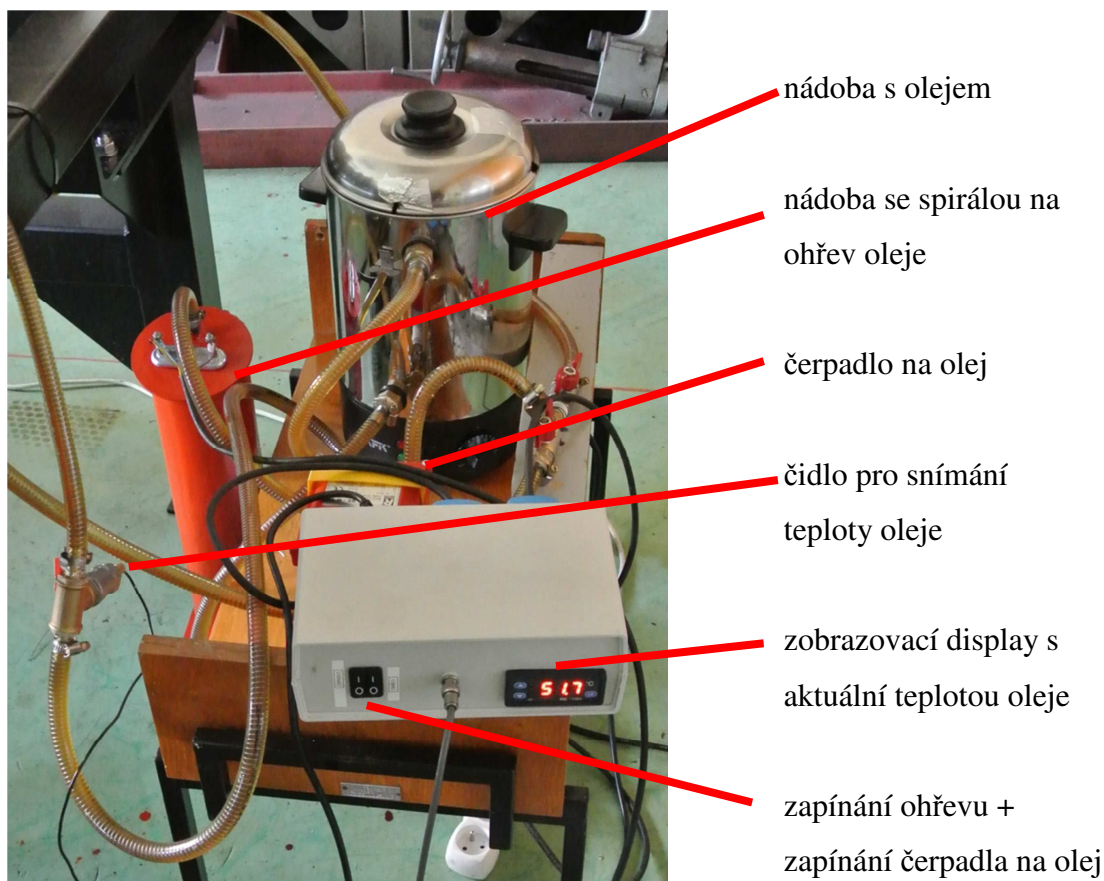
Srovnání standardního a HCR ozubení podle teoretického výpočtu a podle naměřených hodnot v laboratoři je možné porovnat dle tab. 7.10.

Tab. 7.10 – Počet cyklů a doba chodu zkoušeného ozubení ve srovnání s výpočtem

typ ozubení	počet cyklů [cyklů . 10^7]				doba chodu [hod]			
	podle výpočtu		podle zkoušení v laboratoři		podle výpočtu		podle zkoušení v laboratoři	
	I. test	II. test	I. test	II. test	I. test	II. test	I. test	II. test
standardní	0,09	0,16	0,001	0,18	10,0	17,8	6,7	19,6
HCR	0,44	0,49	0,468	0,547	48,9	54,4	52,10	60,76

U standardního a HCR ozubení byla prováděna dvě měření. Výsledky zkoušení standardních ozubených kol (dle výše uvedené specifikace) jsou zaznamenány do tabulky 7.11 – test I a do tabulky 7.12 – test II pro standardní ozubená kola. Do tabulky 7.13 – test I a test II pro HCR ozubená kola.

Při testu I standardního ozubení nebylo možné dosáhnout předpokládaného počtu cyklů do vzniku poruchy. Ozubení bylo předčasně zničeno. Z nádoby na olej se začalo kouřit, začal rychle stoupat bílý kouř (stříbrná nádoba na obr. 7.40). V nádobě s olejem se zvýšila teplota. Sonda, která měří teplotu oleje v oběhu laboratorního zařízení je umístěna v přívodní hadici, viz obrázek 7.40. Neukazuje teplotu v nádobě, ale teplotu v přívodní hadici do technologické i zkoušené převodovky. V době poruchy, zničení ozubení byla teplota 67°C. Během zkoušení, kromě doby zničení ozubení, se teplota oleje pohybovala v rozmezí 50° až 53°C.



Obr. 7.40 – Zařízení na olej, které obsahuje čerpadlo, nádoby, spirálu, hadice aj.

Tab. 7.11 – Zkouška standardního ozubení pro šířku $b=6\text{mm}$, při 1500 ot/min , test I

číslo záznamu měření	zatížení [N.m]	počet otočení [otáček]	doba chodu [hodin]	hluk [dB]	vibrace [-]
1	125	23 470	0,26	90,9	11,7
2		41 400	0,46	90,3	20,5
3		83 500	0,93	91,7	19,5
4		119 180	1,32	90,5	18,4
5		136 980	1,52	91,2	21,6
6		157 980	1,76	90,6	17,6
7		183 090	2,03	89,9	13,5
8		193 040	2,14	90,0	21,6
9		231 460	2,57	91,1	21,7
10		293 640	3,26	92,3	19,6
11		316 870	3,52	92,2	18,7
12		349 710	3,89	90,3	20,6
13		366 940	4,08	90,5	21,6
14		398 630	4,43	90,8	16,4
15		403 250	4,48	91,2	18,6
16		459 820	5,11	90,1	19,7
17		476 980	5,30	90,5	21,6
18		515 970	5,73	90,5	20,6
19		569 430	6,33	91,3	21,2
20		603 250	6,70	105,1	27,7

V průběhu zkoušení došlo k poškození gufera. Poškozené Gufero bylo umístěno na poháněné hřídeli (torzní hřídeli) u pastorku. Oběh oleje ve zkoušené i technologické převodovce je zajištěn pomocí čerpadla, které odčerpává olej z převodovek. Když je systém netěsný, nedochází k dostatečnému přívodu maziva mezi ozubená kola. Vizuálně lze zjistit, jestli je systém dostatečně utěsněný, zapnutím čerpadla a zjištěním, jestli do převodovek teče olej v dostatečné míře. Vlivem netěsnosti poškozením gufera nedošlo k dostačenému přívodu oleje mezi ozubená kola. Došlo k porušení ozubení a do nádoby s olejem byl přiveden vzduch, který zapříčinil stoupající kouř z nádoby. Gufero mohlo být zničeno špatnou montáží, nebo předchozí špatnou demontáží zařízení.

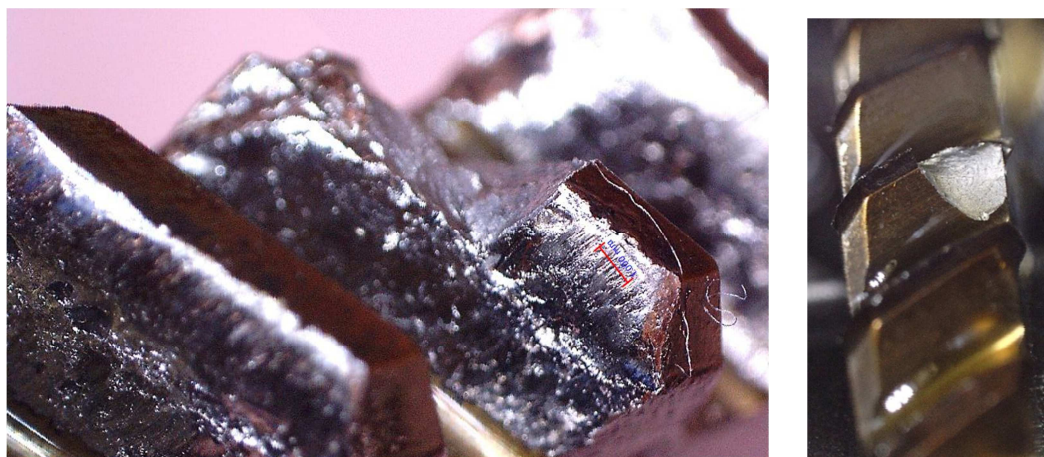
Vlivem nedostatečného přívodu oleje mezi zkoušená ozubená kola došlo k přehřátí ozubení, předčasnému vzniku poškození povrchu zubů a k následnému lomu zubů jak na pastorku, tak na spolu zabírajícím ozubeném kole.

Prostor s odlomenými zuby je vidět na obrázku 7.41.



Obr. 7.41 – Detail místa odlomení zubů pastorku

Na následujícím obrázku 7.42 jsou vidět další poškozená místa ozubení.

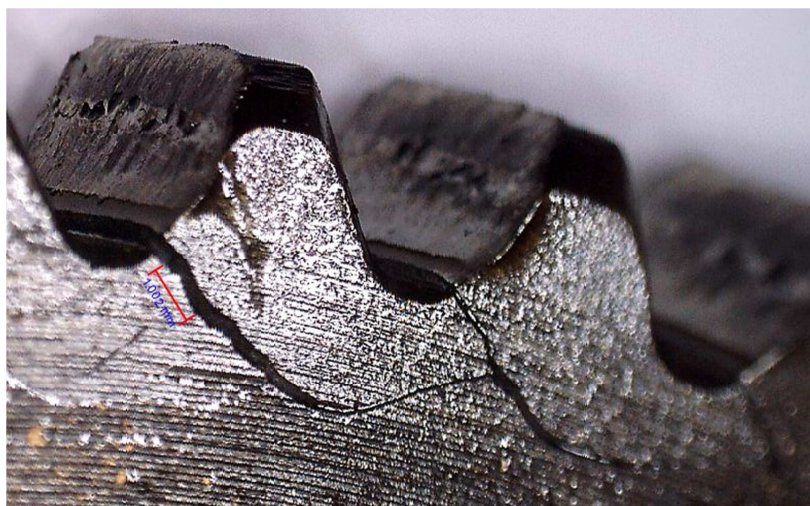


Obr. 7.42 – Místa poškození a odlomení zubů pastorku

Na obr. 7.43 je vidět zničený povrch zubů pittingem a na obr. 7.44 trhliny pod zubem ozubeného kola. Podobné trhliny jsou u všech zubů na celém pastorku.

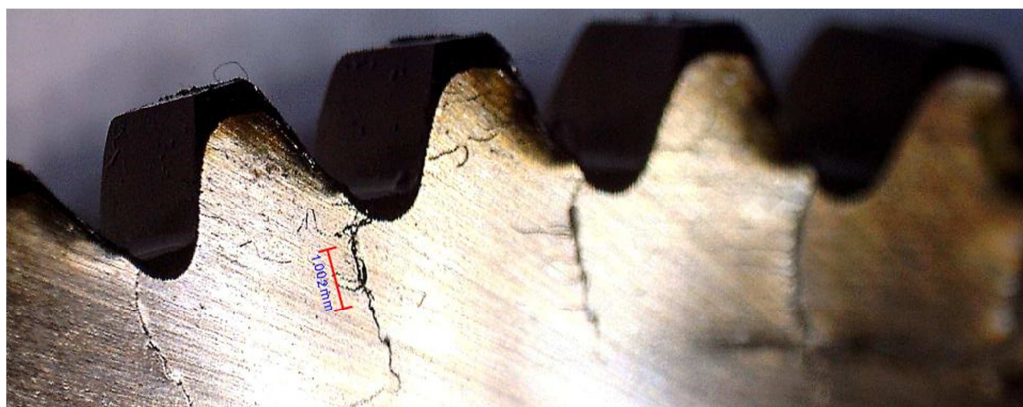


Obr. 7.43 – Pohled na trhliny u zničeného pastorku s mírou 1 mm, část 1



Obr. 7.44 – Pohled na trhliny u zničeného ozubení s mírou 1 mm, část 2

Trhliny se nešířily jen pod zubem, ale i do středu kola, jak je vidět na obr. 7.45.



Obr. 7.45 – Šíření trhliny u zničeného pastorku do středu ozubeného kola

Poškozené, zničené nebyl jen pastorek, ale i spolu zabírající ozubené kolo. Na ozubeném kole došlo k odlomení části 3 zubů, jak je vidět na obr. 7.46.

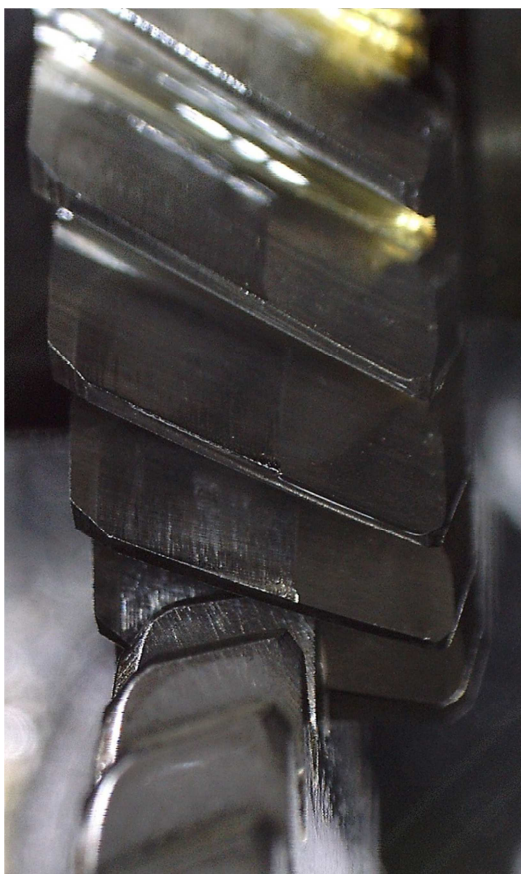


Obr. 7.46 – Odlomení části zubů u ozubeného kola se standardním profilem

Tab. 7.12 – Zkouška standardního ozubení pro šířku $b=6\text{mm}$, při 1500 ot /min, test II

číslo záznamu měření	zatížení [N.m]	počet otočení [otáček]	doba chodu [hodin]	hluk [dB]
1	112	35 600	0,40	90,3
2		156 940	1,74	88,9
3		217 900	2,42	90,8
4		309 840	3,44	90,7
5		389 630	4,33	89,4
6		453 690	5,04	90,5
7		596 710	6,63	90,3
8		698 210	7,76	91,2
9		758 600	8,43	90,1
10		864 710	9,61	91,7
11		930 480	10,34	91,5
12		1 036 900	11,52	92,3
13		1 088 930	12,10	91,2
14		1 187 890	13,20	91,1
15		1 269 380	14,10	95,8
16		1 368 240	15,20	91,9
17		1 456 200	16,18	92,6
18		1 499 820	16,66	93,5
19		1 523 690	16,93	93,3
20		1 537 890	17,09	92,2
21		1 559 380	17,33	92,1
22		1 579 800	17,55	91,7
23		1 600 000	17,78	93,6
24		1 608 930	17,88	92,5
25		1 629 830	18,11	91,4
26		1 659 840	18,44	91,3
27		1 679 820	18,66	92,2
28		1 697 850	18,87	91,8
29		1 716 980	19,08	91,6
30		1 732 680	19,25	91,5
31		1 759 830	19,55	91,1

Na následujícím obrázku 7.47 je možné vidět zkoušené ozubení pro šířku 6 mm po 1'600'000 otáčkách, zatížení 112 Nm při 1500 otáčkách motoru. Doba chodu byla cca 18 hod. Na povrchu jsou vidět malé bílé tečky, nejedná se o poškození zubů vlivem např. pittingu, ale o prach z ovzduší. Tento prach se na ozubení dostal vlivem demontáže ozubení ze zkoušené převodovky. Laboratorní zařízení není v průběhu focení hermeticky uzavřené (z důvodu možnosti nafocení mikrokamerou, nebo z důvodu možnosti provést vizuální kontrolu). Zařízení je ovlivněno vnějším prostředím (např. prach, teplota, světlo aj.).



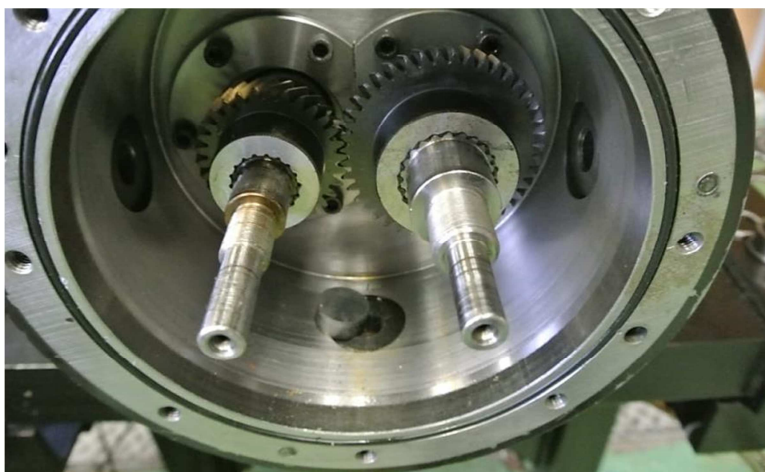
Obr. 7.47– Ozubené kolo standardní, $b=6\text{mm}$, 112 Nm , po $1,6 \cdot 10^6$ otáčkách

Tab. 7.13 – Zkouška HCR ozubení pro zatížení 114 Nm , 111 Nm , šířku $b=6\text{mm}$, 1500 ot/min

číslo záznamu měření	zatížení [N.m]	počet otočení [otáček]	dobu chodu [hodin]	hluk [dB]	zatížení [N.m]	počet otočení [otáček]	dobu chodu [hodin]	hluk [dB]
1	114	32 320	0,36	89,1	111	28 560	0,32	90,0
2		98 540	1,09	89,2		101 240	1,12	90,3
3		173 970	1,93	89,3		186 900	2,08	89,2
4		266 400	2,96	89,6		276 580	3,07	89,4
5		328 500	3,65	90,8		383 220	4,26	89,0
6		448 380	4,98	89,9		511 020	5,68	90,1
7		511 740	5,69	90,4		628 560	6,98	91,7
8		618 300	6,87	90,1		641 880	7,13	91,8
9		676 440	7,52	90,2		722 790	8,03	92,9
10		749 520	8,33	91,3		869 130	9,66	91,6
11		868 950	9,66	90,6		929 340	10,33	91,3
12		937 890	10,42	89,5		1 025 010	11,39	91,2
13		1 040 760	11,56	89,7		1 121 220	12,46	90,0
14		1 138 500	12,65	89,8		1 211 850	13,47	90,1
15		1 212 030	13,47	89,9		1 307 880	14,53	90,5
16		1 311 030	14,57	88,3		1 351 890	15,02	90,2
17		1 391 490	15,46	89,2		1 469 430	16,33	89,3
18		1 487 790	16,53	89,5		1 565 010	17,39	89,6

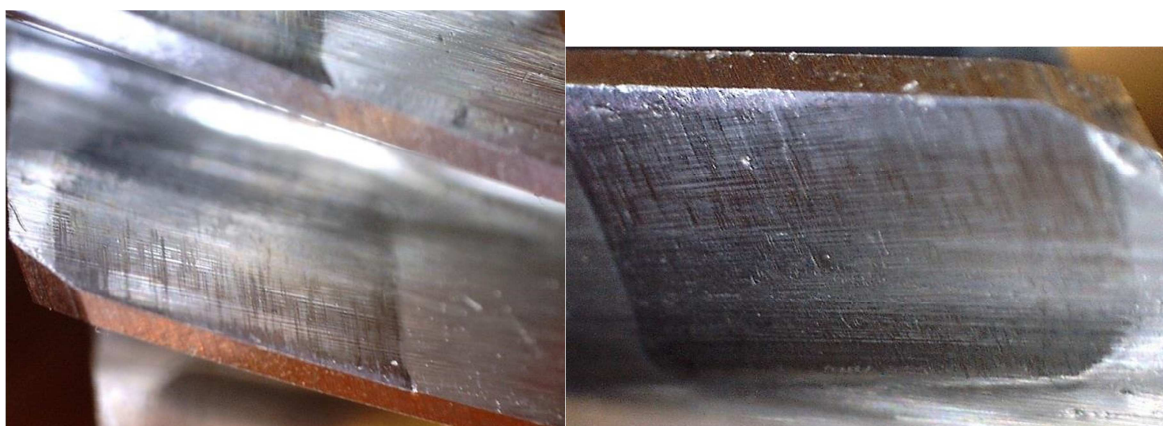
číslo záznamu měření	zatížení [N.m]	počet otočení [otáček]	dobu chodu [hodin]	hluk [dB]	zatížení [N.m]	počet otočení [otáček]	dobu chodu [hodin]	hluk [dB]
19	114	1 583 820	17,60	90,0	111	1 621 800	18,02	89,8
20		1 700 100	18,89	91,4		1 742 850	19,37	89,7
21		1 776 240	19,74	89,5		1 811 070	20,12	89,9
22		1 812 060	20,13	89,6		1 970 370	21,89	90,0
23		1 920 600	21,34	89,0		2 029 860	22,55	90,1
24		2 030 400	22,56	89,8		2 076 120	23,07	91,4
25		2 093 580	23,26	90,0		3 111 120	34,57	91,5
26		2 228 490	24,76	91,4		3 205 710	35,62	91,0
27		2 255 490	25,06	89,2		3 311 820	36,80	91,3
28		2 395 710	26,62	89,6		3 410 100	37,89	91,6
29		2 445 210	27,17	89,8		3 506 760	38,96	92,0
30		2 668 320	29,65	89,0		3 567 600	39,64	92,0
31		2 741 400	30,46	91,3		3 637 890	40,42	92,2
32		2 840 490	31,56	90,6		3 692 430	41,03	92,5
33		2 922 030	32,47	90,5		3 785 760	42,06	92,8
34		3 020 310	33,56	90,7		3 950 280	43,89	92,9
35		3 114 810	34,61	90,8		4 011 210	44,57	91,3
36		3 156 210	35,07	90,9		4 057 020	45,08	91,2
37		3 244 500	36,05	90,7		4 148 010	46,09	91,4
38		3 384 810	37,61	91,1		4 302 090	47,80	91,5
39		3 428 640	38,10	90,2		4 442 310	49,36	91,8
40		3 542 490	39,36	89,3		4 531 140	50,35	91,9
41		3 682 350	40,92	89,5		4 624 020	51,38	91,3
42		3 692 160	41,02	89,6		4 760 370	52,89	91,0
43		3 781 170	42,01	89,9		4 812 120	53,47	91,4
44		3 920 490	43,56	89,8		4 900 000	54,44	91,0
45		3 965 490	44,06	89,0		4 948 020	54,98	91,5
46		4 051 170	45,01	90,1		5 030 100	55,89	91,6
47		4 142 700	46,03	90,4		5 120 100	56,89	90,3
48		4 247 100	47,19	91,5		5 169 600	57,44	90,4
49		4 328 460	48,09	91,8		5 308 740	58,99	90,7
50		4 400 000	48,89	90,9		5 387 400	59,86	91,8
51		4 438 440	49,32	90,3		5 468 490	60,76	91,9
52		4 528 080	50,31	90,0		-	-	-
53		4 629 420	51,44	90,1		-	-	-
54		4 680 900	52,01	91,2		-	-	-

Na obr. 7.48 je vidět ozubené HCR soukolí v testované převodovce.

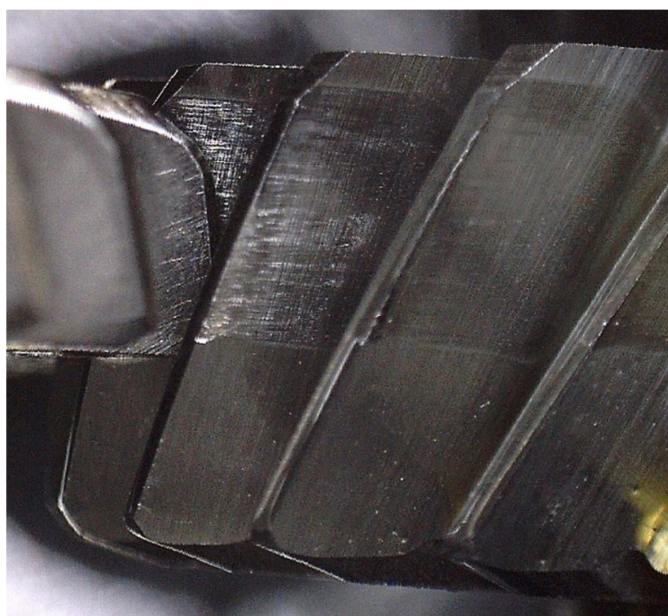


Obr. 7.48 – Ozubené soukolí HCR v testované převodovce

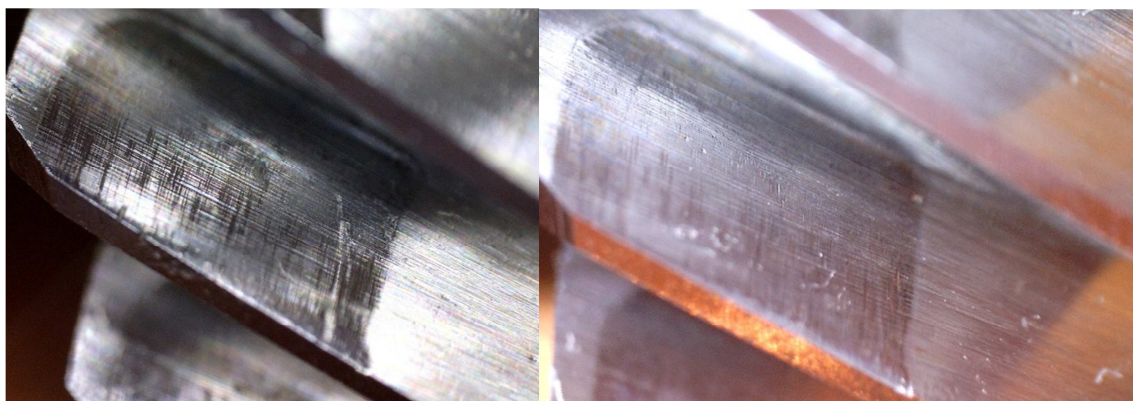
Na obrázcích 7.49 a na obr. 7.50 je vidět ozubené kolo HCR po $4,4 \cdot 10^6$ cyklech pro 114 Nm. A na obrázku 7.51 a na obr. 7.52 ozubené kolo HCR po $4,4 \cdot 10^6$ cyklech pro 111 Nm.



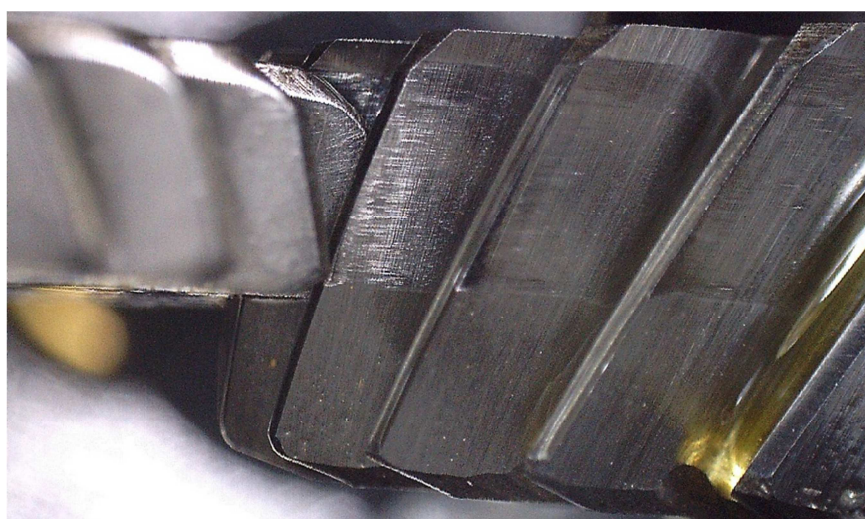
Obr. 7.49 – Ozubené kolo HCR, $b=6\text{mm}$, 114 Nm, po $4,4 \cdot 10^6$ otáčkách, část 1



Obr. 7.50 – Ozubené kolo HCR, $b=6\text{mm}$, 114 Nm, po $4,4 \cdot 10^6$ otáčkách, část 2



Obr. 7.51 – Ozubené kolo HCR, $b=6\text{mm}$, 111 Nm, po $4,4 \cdot 10^6$ otáčkách, část 1



Obr. 7.52 – Ozubené soukolí HCR, $b=6\text{mm}$, 111 Nm, po $4,4 \cdot 10^6$ otáčkách, část 2

K žádnému velkému vizuálně viditelnému poškození na ozubených kolech nedošlo, ani u HCR ani u jednoho standardního ozubení (kromě poškození standardního ozubení uvedeného v kap. 7.4.3 – zapříčiněné nedostatečným přívodem maziva). Na ozubených kolech je vidět otěr vlivem záběru kol mezi sebou. Ozubení bylo během zkoušky několikrát vizuálně kontrolováno. Kromě prachu, který je na ozubených kolech patrný z obrázků, je ozubení naprosto v pořádku. V tomto případě nedošlo k žádné povrchové únavě boku zubů, např. poškození pittingem. Rentgenové nebo ultrazvukové zkoušky nebyly prováděny. K žádnému přetížení v průběhu zkoušky nedošlo a neustále byl přiváděn olej do zkoušené převodovky o teplotě v rozmezí 50°C – 56°C . Doporučení pro další zkoušky je popsáno v závěrech disertační práce. Je potřeba např. provést laboratorní měření u více vzorků, které vyžadují větší čas zkoušení, provést měření na více hladinách zatížení aj.

8 Závěr

Existují různé metody, jak je možné zvýšit únosnost ozubených kol. Touto problematikou se zabývá tato disertační práce, která čerpá z poznatků různých autorů. Většina autorů se ozubením zabývala celý život, protože problematika zvyšování únosnosti ozubení je velmi rozsáhlá. Některé poznatky jsou uvedené jen okrajově, některé velmi podrobně. V dnešní době se rozšiřují a zlepšují poznatky pro výpočet ozubení, existují přesné stroje a nástroje na výrobu ozubení. Kvalita ozubení je přímo úměrná životnosti ozubení. Zkušenostmi a experimenty bylo zjištěno, že vlivem snižování hluku a vibrací se zvyšuje i únosnost. Zvyšování únosnosti ozubení lze dosáhnout pomocí různých metod. Většina nejběžněji používaných metod je popsána v této práci. Únosnosti ozubených kol lze zjistit pomocí výpočtu životnosti. Jedná se o pevnostní výpočet dle ČSN, ISO, MKP aj, nebo pomocí porovnání napětí v soukolích pomocí experimentu. Zvyšování únosnosti je ovlivněno i cenou. Cena je dána např. materiálem, počtem vyráběných ozubených kol, způsobem výroby, konstrukcí aj. Lze použít např. velmi kvalitní materiál, aby došlo k zvýšení únosnosti ozubených kol, ale když není zákazník ochoten tuto cenu akceptovat, musí se hledat jiné řešení, jak únosnost zvýšit. S touto problematikou se potýkají všichni výrobci, ať už se jedná o výrobu ozubených kol nebo jiného sortimentu. Zvyšování únosnosti lze dosáhnout dále např. pomocí vhodného korekčního součinitele, větší hodnoty součinitele trvání záběru ε_α , pomocí šikmého tvaru ozubení, materiálem ozubeného kola či šířkou ozubeného kola. Každá tato změna má nějaká omezení, např. zástavbový prostor, možnost výroby, podřezání, špičatost, cena aj. Tyto poznatky jsou detailně popsány v disertační práci.

Existují i jiné než evolventní profily ozubení, ale pro Evropský trh se nejvíce používá evolventní ozubení. Proto se práce prioritně zabývá čelním evolventním ozubením. V disertační práci jsou představeny současné problémy návrhu na výpočet a výrobu ozubení. Pro výpočet se používají dvě soustavy. V práci byla používána metrická soustava ISO, která využívá při návrhu ozubení modul a počet zubů. Před výrobou ozubení musí být proveden pevnostní výpočet ozubení, např. podle normy ČSN 01 4686. V normě jsou definované postupy pro zjednodušený kontrolní výpočet na ohyb a na dotyk. Dále norma uvádí postup při výpočtové kontrole geometrie ozubení. Ozubení je možné i vlivem používání poškodit, zničit. V práci jsou ukázané nejběžnější metody poškození ozubených kol.

V práci je ukázána optimalizace při hledání optimálního výsledku závislosti mezi geometrií a pevnostním výpočtem. Pro tuto optimalizaci byl aplikován SW DASY. DASY je program, který dokáže komunikovat mezi různými programy. Umožňuje virtuální

zakreslení pomocí blokových schémat a připojení těchto schémat mezi sebou. Dokáže provádět jednotlivé algoritmy pro výpočet, nebo vyřešit optimalizační úlohy aj. V našem případě byl výpočet aplikován pro software Geometrie (kontrola geometrie ozubených kol) [59] a software CSNw (pevnostní výpočet ozubení podle ČSN 01 4686) [52] [57]. Po zadání určitých omezujících parametrů, které se mohou kdykoliv změnit, byla provedena optimalizace zadané úlohy. U některých hodnot je možnost znuvupoužitelnosti při výpočtu a urychlení hledání optimalizačního řešení. Při tomto postupu se hledá optimalizační řešení pro geometrický a pevnostní výpočet ozubení, při určitých omezujících parametrech, které se mohou měnit. Optimalizace se provádí změnou parametrů např. $z_1, z_2, \beta, h_a^*, m_n$.

Teoretické výpočty a praktické zkoušky byly provedeny i pro konkrétní ozubená kola z průmyslu od firmy TOS Znojmo. Na základě dokumentů, které byly poskytnuty, byla zvolena nejvíce používaná, prodávaná převodovka touto firmou. Jednalo se o čelní dvoustupňovou převodovku MTC 42A, konstrukční velikosti 210. U tohoto ozubení byl používán pouze standardní ozubený profil. Vznikl požadavek na aplikaci nestandardního evolventního ozubení u této převodovky a zvýšení únosnosti. Byly provedeny různé návrhy pro aplikaci nestandardního ozubení u prvního i u druhého stupně. U prvního stupně má smysl použít nestandardní ozubení - přínosy ve srovnání se standardním ozubením. U druhého stupně nemá nestandardní ozubení efektivní využití. Nebylo možné dosáhnout součinitele trvání záběru profilem $\varepsilon_\alpha \geq 2$ a srovnání s přínosy použití tohoto ozubení nejsou tak efektivní, jak by se očekávalo. Výsledky, návrhy byly předané výrobcí, který rozhodne o případné aplikaci ozubení v čelní převodovce MTC42A-210. Navrhnuté nestandardní ozubení mělo být vyrobeno a otestováno v laboratořích Katedry částí a mechanismů strojů na VŠB-TU Ostrava. Ale laboratorní zařízení je pouze pro jednu osovou vzdálenost – 65 mm a z tohoto důvodu nemohla být přesně otestována navrhnutá ozubená kola. Byla otestována jiná ozubená kola, která se v průmyslu běžně používají. Parametry ozubených kol jsou uvedeny v příloze C. Jednalo se o zkoušky pastorku ZZAP-0109S-015 a ozubeného kola ZZAP-0110S-015, každé ozubené kolo je vyrobeno ve 2 vzorcích. A zkoušky HCR ozubení ZZAP-0109 HCR-015 s HCR ozubením ZZAP-0110 HCR-015, každé ozubené kolo je vyrobeno ve 2 vzorcích. Výpočet byl proveden pro výše zmiňovaná ozubená kola, ale při stávající šířce ozubení a při dohodnutém zatížení zkušebního zařízení, vychází oblast zkoušení ve Wöhlerově křivce A - trvalá pevnost pro ozubení. Z tohoto důvodu a z důvodu zkoušení zařízení pro další testy (zkouška ozubení na chybu převodu, zkoušky ozubení pomocí otisků aj.) byla šířka ozubení zmenšena na hodnotu 10 mm pro všechna zkušební kola. Následně pro zkoušení byla šířka ozubení zmenšena na 6 mm z důvodu velké časové náročnosti zkoušení. Při výpočtech byly

aplikované různé softwary. Např. SW: Výpočet životnosti, Geometrie, Pevnostní výpočet CSNw aj. Tyto softwary jsou přístupné na katedře Částí a mechanismů strojů Fakulty Stojní na VŠB-TU Ostrava. [57] [59] [62]

V práci jsou uvedeny nejběžněji používané zkoušky pro ozubená kola. Laboratorní zařízení, na kterém se měření provádělo, se nachází na katedře Částí a mechanismů strojů v Ostravě. Jedná se o zařízení s uzavřeným zkušebním okruhem. Bohužel mělo některé omezující podmínky, jako jsou např. maximální hlavový průměr pastorku 70 mm, maximální hlavový průměr kola 100 mm, stávající skříň je pro osovou vzdálenost 65 mm, maximální krouticí moment 200 Nm, maximální otáčky 3000 ot/min, které je možné změnit na 1500 ot /min. Podle laboratorních zkoušek, které jsou uvedené v práci, nebylo možné (ani s určitou pravděpodobností) vytvořit Wöhlerovu křivku pro jednotlivé naměřené hodnoty. Buď bylo ozubení zničeno dříve, než mělo přibližně dojít k poškození - důvod poškození je popsán v kap. 7.4.3, kde hlavním důvodem poškození byl nedostatečný přístup maziva mezi zkoušená ozubená kola. Nebo nedošlo k žádnému vizuálnímu poškození standardního a HCR ozubení. Zkoušky byly prováděné i pro větší počet cyklů, než mělo přibližně dojít k poškození povrchu zubů. Během zkoušky bylo ozubení několikrát vizuálně kontrolované. Při focení ozubení bylo možné zjistit mírné poškození povrchu zubů vlivem záběru pastorku a kola. Na povrchu ozubení se objevovaly nepravidelné tečky různé velikosti. Nejednalo se o poškození zubů např. pittingem, ale o částičky prachu, které se na ozubení dostaly vlivem otevření otvorů pro kameru. Některé fotky byly pořízené při testování ozubených kol v testovací převodovce. Jiné až při demontáži soukolí a focení mimo převodovku – větší nečistoty na povrchu zubů. Kromě jednoho případu, kdy došlo k předčasnému zničení ozubení, byl neustále přiváděn olej do zkoušené převodovky o teplotě v rozmezí 50°C až 56°C. Na některých ozubených kolech je vidět otěr vlivem záběru kol mezi sebou. V průběhu zkoušky k žádnému přetížení nedošlo. Rentgenové nebo ultrazvukové zkoušky na ozubených kolech nebyly prováděné.

Během laboratorního testování došlo k poškození gufera, následně k nedostatečnému přívodu oleje mezi ozubená kola. Tím došlo k předčasnému porušení ozubení a k následnému lomu. I přes poměrně rychlou reakci obsluhy se vlivem odlomení zubů nepoškodila jen ozubená kola, ale došlo i k poškození ložiska.

Každý výrobce ozubených kol se snaží být lepší než jeho konkurence. Za přibližně stejnou cenu, jakou má konkurence, chce nabídnout kvalitnější a lepší převodovky s výhodnějšími parametry, kterými jsou např. vyšší únosnost, menší vibrace, hluk aj. Tato práce poskytuje velké množství informací o tom, jak lze zvýšení únosnosti u ozubených kol dosáhnout.

8.1 Přínos pro vědní obor

Práce přináší všeobecný přehled o zvyšování únosnosti evolventních ozubených kol. Čerpá poznatky i od různých autorů, kteří se ozubení věnovali celý život, ale nikde nebylo možné nalézt detailnější přehled, jak únosnost zvýšit. Při zkoumání byly použité poznatky jak z české, tak i ze zahraniční literatury. Pokud se někdo dané problematice věnoval, vždy se zaměřil jen na danou oblast, ale celkový přehled chyběl. Čtenář této práce si udělá přehled, jak je možné v dané problematice postupovat, jaké jsou možnosti. Některé metody zvyšování jsou detailně popsány, jiné pouze heslovitě. Je možné se zde dočíst, jak pomocí jednoduchých způsobů zvýšit únosnost ozubení, a to jak u standardního ozubeného profilu, tak i u nestandardního. Ne vždy lze použít určitý způsob zvýšení únosnosti, záleží na konkrétním použití. Např. omezení zástavbovými prostory, cena, výrobní nástroje aj. I těmto problémům se práce věnuje. Poznatky je možné ověřit jak teoreticky, tak i prakticky. V práci jsou ukázané obě dvě možnosti, i s praktickými ukázkami pro ozubení z průmyslu. V praxi z časových důvodů není možné výpočty provádět manuálně, proto pro teoretické výpočty byly, v rámci urychlení, prováděné pomocí SW. V práci jsou popsány možnosti, jak lze při laboratorních zkouškách ozubení postupovat. Zároveň byl aplikován optimalizační program, který hledá optimalizační řešení pro geometrický a pevnostní výpočet ozubení u zadaných parametrů ozubení, které je možné kdykoliv změnit.

8.2 Přínos pro praxi

V práci je ukázaná většina dostupných metod, jak lze jednoduchými způsoby únosnost ozubení zvýšit. Jak může i „laik“ bez znalostí detailnějších postupů pro výpočet a návrh ozubení postupovat. Zvyšování únosnosti je možné provést jak u standardního, tak i u nestandardního evolventního ozubení. Obě dvě varianty mají svá specifika, jakým směrem lze únosnost posunout. V české, ani zahraniční literatuře se nepodařilo nalézt detailní přehled, jak lze tohoto zvýšení únosnosti efektivně dosáhnout. Existují některé literatury, které se tomuto problému věnují, většinou jen okrajově. Ale celkový přehled s případnými odkazy na další literaturu, výpočty, doporučením, ukázkami jak postupovat teoreticky, jak prakticky provádět zkoušky, tak podobné poznatky chyběly. Tato práce představuje spoustu možností, jak lze, nejenom výše uvedených bodů, dosáhnout. V disertační práci byl aplikován optimalizační program SW DASY, který byl použit pro software Geometrie (kontrola geometrie ozubených kol) [59] a software CSNw (pevnostní výpočet ozubení podle ČSN 01 4686) [57]. Provádí se optimalizace změnou různých parametrů např. $z_1, z_2, \beta, h_a^*, m_n$. Při tomto postupu se hledá optimalizační řešení pro geometrický a pevnostní výpočet ozubení u zadaných parametrů ozubení.

Na srovnávací výsledky zkoušek ozubení je potřeba provést měření u více vzorků, které by přinesly požadované hodnoty. Je potřeba provést i více měření na jedné hladině zatížení, aby bylo možné provést srovnávací výsledek. Tyto testy jsou jak z časových, tak i z ekonomických důvodů velmi náročné. Je potřeba mít laboratorní zařízení, vyrobená ozubená kola a pracovníka, který by neustále zkoušku hlídal a zapisoval data z měřících zařízení. Jedna zkouška může trvat 300 i více hodin. V práci je ukázané, že i při přítomnosti obsluhy laboratorního zařízení a včasného zastavení zařízení může dojít k poškození i dalších součástí, ne jenom zničeného ozubeného soukolí. Spolupráce byla s firmou TOS Znojmo, která se snaží ozubení vyrábět velmi přesně při zachování přiměřené ceny, kterou je ochoten zákazník za zboží zaplatit. A zároveň se snaží ozubení posunout „dále“ aby byla v rámci trhu konkurence schopná. Ovšem vývoj stojí peníze, ale v případě úspěchu se investované peníze vrátí.

8.3 Doporučení na další výzkum

Napsat všechny poznatky detailně, které se problematikou zvyšování únosnosti zabývají, ať už se jedná např. o výrobu, speciální ozubení, nebo materiál, je velmi obtížné. Většina autorů, kteří se ozubením zabývají, píše ve svých knihách podobné informace a některé informace se velmi rozcházejí. Vytvoření např. Wöhlerových křivek je z časové a finanční záležitosti velmi náročné. Pro správné vytvoření je potřeba spousta vzorků. U dalších zkoušek je potřeba otestovat více vzorků a provést vícehladinové zkoušky. Pro další výzkum by bylo vhodné pokračování v implementaci optimalizačního programu SW DASY. Kde je potřeba odladění optimalizace v počtech zubů, jelikož SW DASY někdy nekorektně zaokrouhluje počet zubů. I když v SW DASY jsou zadané zaokrouhlovací parametry, někdy v rámci optimalizace dojde k výsledku u počtu zubů na desetinné číslo a pro další použití se jedná o nekorektní výsledek. Bylo by vhodné se dále detailněji zabývat zvyšováním únosnosti, jelikož je tato problematika na první pohled jasná, ale možností jak tohoto zvýšení docílit je velké množství. Další poznatky by bylo vhodné ověřit jak teoreticky, tak i prakticky. I na úkor ceny, která hraje velmi důležitou roli. Výzkum a vývoj stojí peníze, které se, v případě objevení a objasnění nových informací, mnohonásobně vrátí. Proto by bylo vhodné pokračovat v testech, které byly v disertační práci ukázané. Provést i testy pro jiná, než ocelová kola – např. pro kola mosazná, plastová, bronzová, kola ze slinutých kovů nebo z metalického skla (které používá NASA pro svoje roboty v kosmonautice) aj.

9 Conclusions

There are different methods to increase bearing capacity of the cogwheel. This dissertation deals with this problematics which is inspired by the findings of various authors. Most of them deals with the gearing all their life because the problematic of increasing capacity gearing is very extensive. Some knowledge are described only marginally, some knowledge are described really detailed. Now the knowledge of enumeration of gearing are improving and expanding, there exist the precise machines and tools for production of gearing. The quality of gearing is directly proportional time of used of the gearing. The bearing capacity is increasing by reducing noise and vibration, this was found by experience and experiments. The increasing bearing capacity of gearing can be achieved by using the different methods. Most commonly used methods is described in this dissertation. The bearing capacity of cogwheel is detectable by enumeration of the time of used. This is the strength enumeration by ČSN, ISO, MKP etc. or by strain comparison in gearing by experiment. The increasing bearing capacity is also affected by the price. The price is defined e.g. by the material, by the number of produced cogwheel, by the method of production, by the structures etc. It is possible to use, for example, high quality material to increase bearing capacity of cogwheel. But if the order is not willing to accept this price, another solution must be sought to increase bearing capacity. All manufacturers are struggling with this issue, whether it is about the production of cogwheel or other range of goods. The increasing bearing capacity is possible by, for example, suitable corrective factor, by the greater value of the factor of duration of the mesh ε_α , by width of gearing, by the material of cogwheel or by the width of cogwheel. Each of these changes has some limitations, e.g. the building space, the possibility of production, the undercutting, spikiness, price etc. These findings are described in detail in this dissertation.

There are also other countour gearing than involute one but within the European market This involute gearing is the most used and this is the reason why this dissertation deals primarily with the from involute gearing. This dissertation presents current problems of the design enumeration and produce of gearing. Two systems are used for the enumeration. The metric system is used in this dissertation which used the module and the number of teeth in design of gearing. The strength enumeration of gearing must be carried out before production of gearing e.g. by the standard ČSN 01 4686. This standard defines the procedures for simplified control of enumeration of curve and contact. This standard also states the procedure for enumeration control of gearing geometry. The gearing can be damaged or destroyed due to use. The most common methods of damage of cogwheel are described in this dissertation.

The optimization in finding the optimal result of the dependence between geometry and strength enumeration is shown in this dissertation. To achieve this optimization was applied SW DASY. DASY is the program which can communicate between different programs. This program allows virtual plotting using block diagrams and connecting these schemas together. Can perform individual enumeration algorithms or resolve optimization tasks etc. In this case the enumeration was applied for the software Geometrie (cogwheel geometry control) [59] and the software CSNw (strength enumeration of gearing) by ČSN 01 4686) [52] [57]. The optimization of the assigned task was performed after entering some limiting parameters which can be changed at any time. Some values can be used again to calculate and speed up search optimization solutions. This procedure seeks optimization solutions for geometry and strength enumeration of gearing at certain constraints parameters which can be vary. Optimization is done by changing the parameters, e.g. $z_1, z_2, \beta, h_a^*, m_n$.

Theoretical enumerations and practical tests were also performed for specific cogwheel of industry from the company TOS Znojmo. Based on the documents that were provided, the most used, sold gearbox by this company was chosen. It was a two-stage MTC 42A gearbox, size 210. The standard toothed profile was used with this gearing. A request was made to apply non-standard involute teeth and increasing bearing capacity to this gearbox. Various designs have been made for the application of non-standard gearing in both the first and the second gear. Non-standard gearing makes sense to use at the first stage, it is a benefit compared to standard gearing. In the second stage, the non-standard gearing is not effective. It was not possible to achieve the profile duration factor $\varepsilon_\alpha \geq 2$ and comparison with the benefits of using this toothing is not as effective as one might expect. The results and suggestions have been submitted to the manufacturer, who decides on the possible application of gearing in the front gearbox MTC42A-210. The proposed non-standard gearing was to be produced and tested in the Laboratories of the Department of Machine Parts and Mechanisms at VŠB-TU Ostrava. Suggested cogwheels could not be accurately tested because the laboratory equipment is only for one axial distance – 65 mm. Other cogwheels that are commonly used in industry have to be tested. The cogwheel parameters are listed in annexe C. These were the pinion tests ZZAP-0109S-015 and the cogwheel ZZAP-0110S-015, each cogwheel is made in 2 samples, and tests HCR gearing ZZAP-0109 HCR-015 with HCR gearing ZZAP-0110 HCR-015, each cogwheel is made in 2 samples. The enumeration was performed for the above-mentioned cogwheels, but with the existing gearing and the test load, the test area in Wöhler's curve A - permanent gearing strength. The width of the gearing was reduced to 10 mm for all test gearing in view of the

above and also for testing the equipment for further tests (transmission gearing, transmission gearing, gearing, etc.). The width of the gearing was then reduced to 6mm due to the high testing time. Numerous softwares were applied to the enumeration, e.g. SW: Enumeration of the time of used, Geomemetry, Strenght enumeration CSNw etc. These softwares are accessible to the department of Parts and Mechanisms of Machines at the Faculty of Stojes at VŠB-TU Ostrava.

The work describes the most commonly used tests for cogwheels. The laboratory equipment on which the measurements were made is located at the Department of Machine Parts and Mechanisms in Ostrava. This is a device with a closed test circuit. Unfortunately, there were some restrictive conditions such as the maximum pin diameter of 70 mm, the maximum wheel diameter of 100 mm, the existing housing is for an axial distance of 65 mm, a maximum torque of 200 Nm, a maximum speed of 3000 rpm, which can be changed at 1500 rpm. According to the laboratory tests given in the work, it was not possible (or with some probability) to create the Wöhler curve for the individual measured values. Either the gearing was destroyed before damage was likely to occur, the reason for the damage is described in chap. 7.4.3, where the main reason for the damage was the lack of accessibility of the cogwheel, or there was no visual damage to the standard and HCR gearing. The tests were carried out even for a number of cycles before the tooth surface. During the test, the gearing was visually inspected several times. The tooth surface was slightly damaged due to pinion and wheel spikes, this was found during the shooting by camera. There were irregular dots of varying size on the gearing. It was not about teeth damage, for example, pitting, but about the particles of dust that came to the gearing due to the opening of the camera apertures. Some photos were taken when testing the cogwheel gearbox gearbox, Others when removing gears and gearboxes - bigger dirt on the surface of the teeth. Oil at a temperature of 50 to 56 degrees Celsius was continuously fed to the tested gearbox except for one case of premature destruction of the gearing. On some cogwheels there is a wobbling effect due to the interference between the wheels. There was no overload during the test. X-ray or ultrasonic cogwheel tests have not been performed.

During the laboratory testing, the seal was damaged, resulting in insufficient oil supply between the cogwheels. This resulted in premature gearing and subsequent fracture. Due to the deformation of the teeth, the cogwheel have been damaged and the bearings have been damaged despite the relatively rapid response of the operator.

Every manufacturer of cogwheel tries to be better than its competitors. At about the same price as a competitor, he wants to offer superior and better gearboxes with more advantageous parameters, such as greater bearing capacity, less vibration, noise etc. This

work provides a great deal of information on how to increase the bearing capacity of cogwheels in gearwheels.

9.1 Contribution for scientific discipline

This dissertation brings a general overview of the increasing bearing capacity involute cogwheel. This dissertation is also working on the findings of various authors who have spent the entire life of the gearing but nowhere can be found a more detailed overview of how to increase the bearing capacity. The research used both Czech and foreign literature. Individual authors have always focused on a particular subject, but the overall overview was missing. The reader of this dissertation will give an overview of the possibilities in the given issue and how it can be done. Some methods of upgrading are described in detail, others are only by basic characters. It is possible to read here how to increase the bearing capacity of gearing by means of simple ways both standard and nonstandard toothed profile. The certain way of increasing the bearing capacity can not always be used, the way of increasing the bearing capacity depends on the particular use, e.g. restrictions on building spaces, price, production tools etc. The dissertation also deals with these issues. Knowledge can be verified both theoretically and practically. Both options, with practical examples for both, are shown in the dissertation for gearing of industry. In practice, calculations can not be done manually for time reasons so to accelerate theoretical calculations were performed using by the SW. In the dissertation, there are described possibilities how to proceed in the laboratory tests of gearing. The optimization program has also been applied which searches for optimization solutions for geometric and strength calculations of gearing for specified parameters of gearing. These parameters can be changed. Both variants have their own specificities in which direction the bearing capacity can be moved. We have not been able to find a solution to how this increase the bearing capacity can be effectively achieved in Czech or foreign literature. Current literature deals with this issue only marginally. But the overall overview, with possible references to other literature, enumerations, recommendations, examples of how to proceed theoretically, how to practice the tests, or similar findings were missing.

9.2 Contribution for practice

Most of the available methods, as it is possible to increase bearing capacity of gearing in a simple way, are presented in this dissertation, methods how an inexperienced person can follow without the knowledge of procedures for calculating and designing of gearing. Increasing the bearing capacity can be done with both standard and non-standard evolving gearing. This dissertation presents many possibilities how to reach, not only the above mentioned points. In this dissertation, there has been applied an optimization program SW DASY to the Geometry software (geometry control of cogwheel) [59] and the software CSNw (strenght enumeration of gearing by ČSN 01 4686) [57]. The optimization is done by changing the different parameters, for example, např. $z_1, z_2, \beta, h_a^*, m_n$. In this process, an optimization solution for the geometry and strength enumeration of the gearing is sought for the specified gearing parameters,

Measurements need to be made on multiple samples for comparative results of gearing tests that would produce the desired values. It is necessary to carry out more measurements at one load level in order to make a comparative result. These tests are both very demanding for both time and economic reasons. Laboratory equipment, gears and worker are necessary items for tests. The worker has to check the test and write data from the measuring instruments. One exam may take 300 or more hours. Other components, not just the damaged gear, may be damaged even when the equipment is stopped by the person present, as shown in this dissertation. Collaboration has been established with a company TOS Znojmo that tries to produce the gear precisely while maintaining the reasonable price the customer is willing to pay for the break. This company also tries to improve gearing to be competitive. This improvement requires investment, but if successful, the investment will return.

9.3 Recommendation for further research

It is very difficult to write all the knowledge that deals with the increasing bearing capacity, whether it be production, special gearing or material. Most authors who deal with teeth write similar information in their books, and some information differs greatly. Creating Wöhler's curves, for example, is very time consuming and financial. It takes a lot of samples to make it right. For further testing, it is necessary to test multiple samples and perform multi-level tests. It would be advisable to continue implementing the optimization program SW DASY for further research. Because the program SW DASY sometimes incorrectly rounds the number of teeth, it would be necessary to debug optimization in the number of teeth. Sometimes the result is a rounding of the number of teeth to the decimal

number even though the rounding parameters are entered right in SW DASY and such result is incorrect for further use. By increasing the bearing capacity, it is appropriate to look further into detail although this issue seems clear at first glance, there is a great deal of how to make an increase. Next knowledge should be verified both theoretically and practically even at the expense of the price that plays a very important role. The research and the development is money that returns many times when new information is discovered and clarified. This is the reason to continue the tests that were presented at work. The next step is to perform tests for non-steel wheels as well, e.g. wheels of brass, plastic, bronze, wheels made of sintered metal or metallic glass (used by NASA for its robots in cosmonautics) etc.

10 Použitá literatura:

- [1] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů III Převody*. Vydání druhé opravené. Brno: Vysoké učení technické, 1987. Str. 267
- [2] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-030-0426-8.
- [3] BROŽ, Miroslav. *Realizace modifikací evolventního ozubení a jejich vliv na životnost ozubení*. Ostrava, 1999. Disertační práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
- [4] DEJL, Zdeněk. *Modifikace ozubení a jejich význam pro životnost ozubení a jeho hluk. Nové poznatky z teorie, pevnostních výpočtů, měření a technologie výroby ozubení s modifikovaným tvarem zubů*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1998. ISBN 80-7078-604-3.
- [5] FEDÁK, Miroslav; BOŠANSKÝ, Miroslav. *Možnosti zvýšenia únosnosti ozubených kolies metódou povlakovania*. 48. Medzinárodná konferencia katedier častí strojov a mechanizmov 2007. Zborník prednášok, Bratislava: STU Bratislava, 2007. s. 50-55. ISBN 978-80-227-2708-2.
- [6] FURBACHER, Ivan. *Únavová pevnost a kontaktní únosnosti ozubených kol z tvárné litiny s netvrzenými boky zubů*. Zpráva č. Z-74-3104. Praha: Státní výzkumný ústav materiálu, 1974. 38 s.
- [7] HANÁK, Jiří. *Zkoušky únosnosti v ohybu ozubených kol velkých modulů*. Sborník XXVII. celostátní konference kateder částí a mechanismů strojů. Plzeň, 1986.
- [8] HAVLÍK, Tomáš. *Výpočet napjatosti různých tvarů nestandardních ozubených soukolí metodou konečných prvků* [online]. Ostrava, 2010 [cit. 2018-01-07]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/83490>. Disertační práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
- [9] HAVLÍK, Jiří. *Životnostní zkoušky převodových skříní: teze habilitační práce k habilitačnímu řízení v oboru Konstrukční a procesní inženýrství*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2007. ISBN 978-80-248-1628-9.
- [10] HEIDER, Michael Karl. *Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben: Beurteilung und Optimierung des Schwingungsverhaltens von Stirnrad- und Planetengetrieben*. München: Verl. Dr. Hut, 2012. ISBN 9783843907675.
- [11] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části*. Praha: Computer Press, 2000. Edice strojaře. ISBN 80-7226-202-5.

- [12] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [13] KRÁL, Štefan. *Časti a mechanizmy strojov*. Bratislava: Slovenská technická univerzita, 2002. Edícia vysokoškolských učebníc. ISBN 80-227-1723-1.
- [14] KRÁTKÝ, Jaroslav a Stanislav HOSNEDL. *Strojní části*. Plzeň: Západočeská univerzita, 1998. ISBN 80-7082-452-2.
- [15] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích*. Praha: Scientia, 1995. ISBN 80-85827-88-3.
- [16] KŘÍŽ, Rudolf. *Strojnické tabulky II: pohony : hřídele, ozubené převody, řetězové a řemenové převody*. Ostrava: Montanex, 1997. ISBN 80-85780-51-8.
- [17] LINHART, Václav. *Nitridovaná karbonitridovaná ozubená kola a jejich únosnost*. In: Sborník přednášek z Celostátní konference o nových směrech v konstrukci, nástrojích, výrobě a měření ozubených kol za mezinárodní účasti. Část IV Příbram, 1969.
- [18] LINHART, Václav. *Závěrečná zpráva o výzkumu únosnosti a deformací nitridovaných ozubených kol*. Závěrečná zpráva č.z-68-1934. Praha: Státní výzkumný ústav materiálu, 1968
- [19] MARŠÁLEK, Petr. *Únavové zkoušky ozubených kol* [online]. Ostrava, 2013 [cit. 2018-01-07]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/101245>. Disertační práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
- [20] MARŠÁLEK, Petr. *Návrh metodiky a vyhodnocení únavových zkoušek ozubených kol* [online]. Ostrava, 2010 [cit. 2018-01-07]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/81087>. Diplomová práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
- [21] MÁLIK, Ladislav a Štefan MEDVECKÝ. *Časti a mechanizmy strojov*. V Žiline: Žilinská univerzita, 2003. ISBN 80-8070-043-5.
- [22] MORAVEC, Vladimír. *Posouzení únosnosti ozubených kol pulsátorovými zkouškami*. Zpracováno v rámci projektu 1M0568 „Výzkumné centrum automobilů a spalovacích motorů Josefa Božka II". D3-VCJB 3.3.3/2008 Ostrava, 2008.16 s.
- [23] MORAVEC, Vladimír. *Únosnost cyklicky zatěžovaných součástí v pohonech strojů*. Ostrava, 1997. 113 s. VŠB - Technická univerzita Ostrava. Katedra částí a mechanismů strojů. Habilitační práce.
- [24] MORAVEC, Vladimír. *Výsledky běhových únavových zkoušek evolventního soukolí s trváním záběru $\varepsilon_\alpha = 2$* . In: Sborník referátů z odborného semináře ICESA 2001.

- Nové poznatky z teorie, konstrukce a zkoušení čelních ozubených kol. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2001. s. 61-70. ISBN 80-7078-920-4.
- [25] MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II.: čelní ozubená kola : teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola*. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80-7225-051-5.
- [26] MORAVEC, Vladimír. *Únosnost modifikovaných ozubených kol s nenormalizovaným základním profilem dle norem ČSN a DIN. Nové poznatky z teorie, pevnostních výpočtů, měření a technologie výroby ozubení s modifikovaným tvarem zubů*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1998. ISBN 80-7078-604-3.
- [27] MRKVICA, Ivan. *Výroba ozubení na začátku 21. století: Gear production at the beginning of 21th century : teze inaugurační přednášky ke jmenovacímu řízení profesorem v oboru Strojírenská technologie*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, Fakulta strojní, 2015. ISBN 978-80-248-3667-6.
- [28] NĚMČEK, Miloš. *Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol*. Ostrava: Montanex, 2003. Stříbrná technická řada. ISBN 80-7225-111-2.
- [29] PÍŠKA, Miroslav. *Speciální technologie obrábění*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-214-4025-8.
- [30] SILBERNAGEL, Claus. *Beitrag zum Präzisionsschmieden von Zahnrädern für Pkw-Getriebe*. Hannover, 2003. Disertační práce. Vom Fachbereich Maschinenbau der Universität Hannover. Vedoucí práce Prof. Dr.-Ing. Ernst-Günter Paland.
- [31] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [32] ŠALAMOUN, Čestmír. *Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením*. Praha: SNTL, 1990. ISBN 80-03-00532-9.
- [33] VLACH, Bohumil. *Technologie obrábění a montáží*. Praha: SNTL, 1990. ISBN 80-030-0143-9.
- [34] Čelní převodovky MTC. *TOS Znojmo* [online]. 2015 [cit. 2015-03-21]. Dostupné z: http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mtc/cz/index_h.htm
- [35] *Defects treated* [online]. VALENCE [cit. 2018-01-07]. Dostupné z: <https://www.novexa.com/en/intervention/gears/defects-treated.html>
- [36] DigiMicro Profi. *DNT* [online]. 2017 [cit. 2018-01-07]. Dostupné z: <https://www.dnt.de/index.php?dir=produkte/details/52144>

- [37] Docplayer. *Ozubená kola. KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ strojní součásti* [online]. Brno [cit. 2018-01-07]. Dostupné z: http://docplayer.cz/13448278-Ozubena-kola-konstruovani-stroju-strojni-soucasti-www-shigley-cz.html#show_full_text
- [38] Dreamstime. *Gears* [online]. 2015 [cit. 2015-03-21]. Dostupné z: <http://www.dreamstime.com/royalty-free-stock-photography-perpetuum-mobile-gears-image16806527>
- [39] FOLTA, Zdeněk. *Ozubení HCR. Části a mechanismy strojů III* [online]. 2014 [cit. 2015-03-22]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/staff/folta/menu.htm>
- [40] HUMÁR, Anton. *TECHNOLOGIE I: TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ – 1. část* s.138.: Vysoké učení technické v Brně, fakulta strojního inženýrství, 2003. Dostupné z WWW: <http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-1cast.pdf>.
- [41] NASA. *Metallic Glass Gears Make for Graceful Robots* [online]. 2016 [cit. 2018-01-07]. Dostupné z: <https://www.nasa.gov/feature/jpl/metallic-glass-gears-make-for-graceful-robots>
- [42] NJ 2304 ECP - ložisko válečkové jednořadé. *Zbozi Arkov CZ* [online]. 2018 [cit. 2018-01-07]. Dostupné z: <https://zbozi.arkov.cz/i/64524-nj-2304-ecp-lozisko-valeckove-jednorade-skf.html>
- [43] PEM MISSION STATEMENT. *LITERATURE PEM* [online]. 2015 [cit. 2018-01-07]. Dostupné z: <http://www.pemltd.com/literature.html>
- [44] *Převody MTC 42 A*. TOS Znojmo a.s., 2014. Technický dokument k převodovce MTC.
- [45] Science & Technology. *Metallurgy Facility* [online]. 2017 [cit. 2018-01-07]. Dostupné z: <https://scienceandtechnology.jpl.nasa.gov/metallurgy-facility>
- [46] Shell Spirax ASX 75W-90 (1 l). *Oleje.cz* [online]. 2018 [cit. 2018-01-07]. Dostupné z: <https://www.oleje.cz/p/shell-spirax-asx-75w-90-1-l--18045>
- [47] Shell Spirax S6 AXME. *A-Z Auto s.r.o.* [online]. 2018 [cit. 2018-01-07]. Dostupné z: <http://www.az-auto.com/shell-spirax--prevodove/shell-spirax-s6-axme-75w90-asx---209-1.html>
- [48] *Technické výkresy k převodovce MTC 42 A*. TOS Znojmo a.s., 2014. Výkresy sestavy, hřídelí, pastorků, kol, skříní pro převodovku MTC 42 A

Normy

- [49] ČSN 01 4602. *Názvosloví ozubených soukolí*. 1961. vyd. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci, 1961.
- [50] ČSN 01 4607. *Ozubená kola čelní s evolventním ozubením: Základní profil*. 1979. vyd. Praha 10 - Hostivař: Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 1979.
- [51] ČSN 01 4608. *Ozubená kola: Moduly*. 1982. vyd. Praha 10 - Hostivař: Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 1982.
- [52] ČSN 01 4686: *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Kontrolní výpočet čelních ozubených kol*. Praha 10 - Hostivař: Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 1988.
- [53] ČSN ISO 10825: *Ozubená kola - Opotřebení a poškození zubů - Terminologie*. Praha: Český normalizační institut, 1997.

Programové vybavení

- [54] Autodesk Education Community. *Autodesk Inventor Professional 2012 student* [software]. Verze x64. Dostupné z: http://students.autodesk.com/?nd=download_center. Požadavky na systém: PC Windows 7, XP (SP3); procesor 2 GHz; 1 GB RAM; 3,5 GB místa na disku.
- [55] BOGOMOLOV, Sergii. *DASY* [software]. Verze 2.3.522, ČVUT Praha, 2014
- [56] Microsoft Office. *Microsoft Excel 2010* [software]. Verze x64. Požadavky na systém: PC Windows 7, XP (SP3); procesor 0,5 GHz; 256 MB RAM; 2,5 GB místa na disku.
- [57] NĚMČEK, Miloš. *CSNW* [software]. Verze 3.0, VŠB-TU Ostrava - kat. Částí a mechanismů strojů 347, 2011
- [58] NĚMČEK, Miloš. *DMK* [software]. Verze 1.1, VŠB-TU Ostrava - kat. Částí a mechanismů strojů 347, 2011
- [59] NĚMČEK, Miloš. *GEOMETRIE* [software]. Verze 4.0, VŠB-TU Ostrava - kat. Částí a mechanismů strojů 347, 2013
- [60] NĚMČEK, Miloš. *MODUL* [software]. Verze 1.0, VŠB-TU Ostrava - kat. Částí a mechanismů strojů 347, 2007
- [61] NĚMČEK, Miloš. *PROFIL* [software]. Verze 2.0, VŠB-TU Ostrava - kat. Částí a mechanismů strojů 347, 2011
- [62] NĚMČEK, Miloš. *VÝPOČET ŽIVOTNOSTI* [software]. Verze 2.1, VŠB-TU Ostrava - kat. Částí a mechanismů strojů 347, 2010

11 Vlastní publikace

- [63] BURIÁN, Miroslav. *Experimental Research of Gear Contact Fatigue Strength: ICMD 2013 Book of proceedings of the 54th International Conference of Machine Design Departments*. Ed. 1st. Liberec: Technical University, 2013, xxii, 529 s. ISBN 978-80-7372-986-8.
- [64] BURIÁN, Miroslav. *Solution the drive lifting scissor platforms: ICMD 2013 Book of proceedings of the 54th International Conference of Machine Design Departments*. Ed. 1st. Liberec: Technical University, 2013, xxii, 529 s. ISBN 978-80-7372-986-8.
- [65] BURIÁN, Miroslav. *Measuring of torque on testing device for measuring transmission error: ICMD 2013 Book of proceedings of the 54th International Conference of Machine Design Departments*. Ed. 1st. Liberec: Technical University, 2013, xxii, 529 s. ISBN 978-80-7372-986-8.
- [66] BURIÁN, Miroslav. *HCR ozubení v průmyslové převodovce: ICMD 2014 - Book of proceedings of the 55th International conference of machine design departments : Beroun, Czech Republic, September 9-12, 2014*. Ed. Prague: Czech Technical University, Faculty of Mechanical Engineering, 2014, xx, 465 s. ISBN 978-80-01-05542-7.
- [67] BURIÁN, Miroslav. *Contribution to the Methodology of Measuring Transmission Error: ICMD 2014: book of proceedings of the 55th International conference of machine design departments, Ed.: Beroun, Czech Republic, September 9-12, 2014*. Ed. Prague: Czech Technical University, Faculty of Mechanical Engineering, 2014. ISBN 978-80-01-05542-7.
- [68] BURIÁN, Miroslav. *Zvýšení únosnosti převodovky MTC 42A (Loading Capacity of gearbox MTC 42A), ICMD 2015 book of proceedings of the 56th International conference of machine design departments Ed.: Park Hotel Tartuf Beladice, Slovak Republic, September 9th-12th, 2015, 2015, s. 157-162, ISBN: 978-80-552-1377-4*
- [69] BURIÁN, Miroslav. *New Aspects of Transmission Error Measurement, ICMD 2015 book of proceedings of the 56th International conference of machine design departments Ed.: Park Hotel Tartuf Beladice, Slovak Republic, September 9th-12th, 2015, 2015, s. 157-162, ISBN: 978-80-552-1377-4*
- [70] BURIÁN, Miroslav. *Exam of gearing for pitting. ICMD 2016: book of proceedings of the 57th International Conference of Machine Design Departments Ed.: Orea Resort Horizont, Železná Ruda, Czech Republic, September 7-9, 2016,*

Vydavatelství Západočeské univerzity v Plzni, 2016, s. 207-212, ISBN 978-80-261-0609-8

- [71] BURIÁN, Miroslav. *Solution of the Measuring Error Problem Caused by Torsional Vibration of Sensor. ICMD 2016: book of proceedings of the 57th International Conference of Machine Design Departments Ed.: Orea Resort Horizont, Železná Ruda, Czech Republic, September 7-9, 2016*, Vydavatelství Západočeské univerzity v Plzni, 2016, s. 463-468, ISBN 978-80-261-0609-8

12 Doplnková činnost v rámci doktorského studia

12.1 Podíl na doplňkové činnosti školícího pracoviště, Centrum kompetence

- *Konstrukční návrh a dynamická počítačová simulace utlumení nárazu osoby na železniční dvousedadlo ve dvou odlišných variantách*. Název grantu: BORCAD cz, s.r.o., prof. Horyl, 4351.; Číslo grantu: HS783302, odpovědný řešitel projektu: prof. Ing. Petr Horyl CSc., dr.h.c.
- *Aktivní účast na workshopu s názvem „The Art and Science of Negotiation“*, Ostrava, projekt CZ.1.07/2.4.00/31.0162 Zvyšování praktických kompetencí a odborné kvalifikace v oblasti technického vzdělávání.
- *Softwarový nástroj pro koordinovaný výzkum a vývoj s použitím více implementací DASY*. Komunikace mezi programy DASY a Modul, DASY – GEOMETRIE – PEVNOSTNÍ VÝPOČET CSNW. Číselná identifikace: WP01M03 – Centrum kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka, odpovědný řešitel projektu: doc. Ing. Zdeněk Foltá Ph.D.

12.2 Aktivity v rámci specifického vysokoškolského výzkumu (SGS)

- *Zkoušky ozubených kol na zkušebních okruzích*. Identifikační kód SP2013/4, odpovědný řešitel projektu: doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.
- *Zkoušky ozubených kol na uzavřených zkušebních okruzích*. Identifikační kód SP2013/13, odpovědný řešitel projektu: prof. Dr. Ing. Miloš Němček
- *Posouzení vlastností ozubených převodů z hlediska jejich geometrie a přesnosti výroby*. Identifikační kód SP2014/24, odpovědný řešitel projektu: doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.
- *Výzkum závislosti chyby převodu, hluku a vibrací ozubených kol na teplotě oleje*. Identifikační kód SP2015/69, odpovědný řešitel projektu: doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

- *Tvorba vizuálních studijních podkladů pro předmět Základy strojnictví.* Identifikační kód FRVS2015/50, odpovědný řešitel projektu: Ing. Miroslav Trochta
- *Vliv součinitelů záběru ozubení profilu a kroku na chybu převodu.* Identifikační kód SP2016/43, odpovědný řešitel projektu: doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

12.3 Funkční vzorek, prototyp

- *Stand pro měření komplexní chyby převodu ozubených soukolí převodových skříní osobních automobilů.* Číselná identifikace grantu: TE01020020, funkční vzorek odpovědný řešitel projektu: doc. Ing. Zdeněk Foltá Ph.D.

13 Seznam příloh

Příloha A:

- výkres pastorku 1 361978
- výkres kola 1 361979
- výkres pastorku 2 361982
- výkres kola 2 361983
- výkres skříně MTC 42A 361847

Příloha B:

- rozdělení podle vzájemné polohy os ozubených kol
- rozdělení podle boku zubu (podle druhu profilové křivky) – evolventní
- rozdělení podle tvaru boční křivky ozubení
- rozdělení podle změny výstupních otáček

Příloha C:

- náměry ozubených kol
 - ZZAP-0109 HCR-015
 - ZZAP-0110 HCR-015
 - ZZAP-0110S-015
 - ZZAP-0109 S -015

Příloha D:

- optimalizace pomocí SW DASY
 - Program SW Geometrie
 - Pevnostní výpočet pomocí SW ČSNw
 - Program DASY (DESIGN ASSISTANCE SYSTÉM)
 - Komunikace DASY, Geometrie a CSNw
 - Omezující parametry pro výpočet

Kompletní disertační práce včetně příloh je v elektronické podobě uložena na CD mediu.